

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2002 年 10 月 24 日 (24.10.2002)

PCT

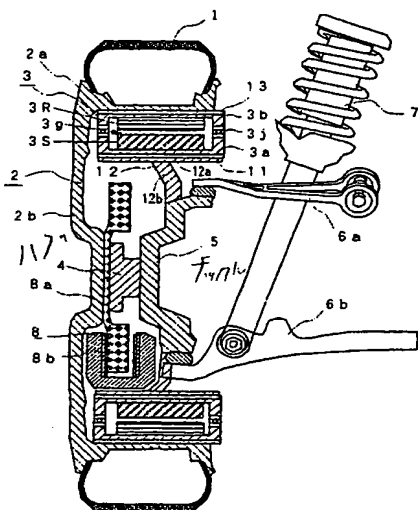
(10) 国際公開番号  
WO 02/083446 A1

(51) 国際特許分類: B60K 7/00, F16F 15/04 特願 2001-314518  
2001 年 10 月 11 日 (11.10.2001) JP  
(21) 国際出願番号: PCT/JP02/03730 特願 2001-314522  
2001 年 10 月 11 日 (11.10.2001) JP  
(22) 国際出願日: 2002 年 4 月 15 日 (15.04.2002)  
(25) 国際出願の言語: 日本語 (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社ブリヂストン (KABUSHIKI KAISHA BRIDGESTONE) [JP/JP]; 〒104-8340 東京都中央区京橋 1-10-1 Tokyo (JP).  
(26) 国際公開の言語: 日本語  
(30) 優先権データ:  
特願 2001-117110 2001 年 4 月 16 日 (16.04.2001) JP (72) 発明者; および  
特願 2001-132342 2001 年 4 月 27 日 (27.04.2001) JP (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 長屋 豪 (NAGAYA, Go) [JP/JP]; 〒187-8531 東京都小平市小川東町 3-1-1 株式会社ブリヂストン技術センター内  
特願 2001-160686 2001 年 5 月 29 日 (29.05.2001) JP  
特願 2001-314514 2001 年 10 月 11 日 (11.10.2001) JP Tokyo (JP).

[続葉有]

(54) Title: FIXING METHOD OF IN-WHEEL MOTOR AND IN-WHEEL MOTOR SYSTEM

(54) 発明の名称: インホイールモータの取付方法及びインホイールモータシステム



(57) Abstract: A nonrotational side inner case (3a) secured with the motor stator (3S) of an in-wheel motor (3) is coupled with a suspension system, i.e. a knuckle (5), through a first elastic member (11) and a rotational side case (3b) secured with a motor rotor (3R) and coupled with the nonrotational side case (3a) rotatably through a bearing (3j) is coupled with a wheel (2) rotating through a second elastic member (13) so that the in-wheel motor (3) is floatingly mounted for each part of a suspension system.

(57) 要約:

インホイールモータ 3 のモータステータ 3 S を固定した非回転側内ケース 3 a を、第 1 の弾性部材 1 1 を介して、車輛の足回り部品であるナックル 5 に結合し、上記非回転側ケース 3 a と軸受け 3 j を介して回転可能に結合された、モータロータ 3 R を固定した回転側ケース 3 b を、第 2 の弾性部材 1 3 を介して回転するホイール 2 に結合することにより、インホイールモータ 3 を足回り部の各部品に対してフローティングマウントするようにした。

WO 02/083446 A1

## 明 細 書

## インホイールモータの取付方法及びインホイールモータシステム

## 技術分野

本発明は、ダイレクトドライブホイールを駆動輪とする車輛において用いられるインホイールモータシステムとインホイールモータの取付方法に関するものである。

## 背景技術

近年、電気自動車などのモータによって駆動される車輛においては、スペース効率の高さや、駆動力の伝達効率の高さから、モータを車輪に内蔵するインホイールモータシステムが採用されつつある。

第78図は、例えば、特許第2676025号公報に記載された中空形状のアウトロータ型ダイレクトドライブモータ（インホイールモータ）70の取り付け状態を示す図で、このインホイールモータ70においては、ステータ70Sは固定部であるアップライト71に連結・支持されて、ダイレクトドライブホイール72のホイールディスク73の内側に配置されており、上記ホイールディスク73に連結された回転軸74とは軸受け74Jにより結合されている。また、上記ステータ70Sの外周側に配置されたロータ70Rは、上記回転軸74と結合された第1のブラケット75aと、上記アップライト71と軸受け71Jを介して回転可能に固定された第2のブラケット75bとにより支持されている。これにより、ロータ70Rがステータ70Sに対して回転可能に結合されるので、インホイールモータ70を駆動することにより、ホイール72に回転力を伝達することができ、ホイール72をダイレクトドライブすることが可能となる。

また、インホイールモータの取り付け方としては、第79図に示すように、ホイール81に固定されたハウジング82の内側に、磁気手段（永久磁石）80Mを有するロータ80Rを搭載し、上記磁気手段80Mの内側に、コイル80Cを有するステータ80Sを配置し、このステータ80Sをナックル83に連結され

## 発明の開示

本発明の請求の範囲 1 に記載のインホイールモータの取付方法は、ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輻バネ下部に取付けるようにしたことを特徴とする。ここで、車輻バネ下部とは、ホイールや、ナックル、サスペンションアーム等の車輻の足回り部を構成する部材を指す。

請求の範囲 2 に記載のインホイールモータの取付方法は、請求の範囲 1 に記載のインホイールの取付方法において、上記モータの非回転側ケースとナックルとを第 1 の弾性体を介して結合し、回転側ケースとホイールとを第 2 の弾性体を介して結合したことを特徴とする。

請求の範囲 3 に記載のインホイールの取付方法は、請求の範囲 1 に記載のインホイールの取付方法において、上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輻の足回り部品であるナックルとを直動ガイド機構により結合し、上記モータのロータを支持する回転側ケースとホイールとを、ホイールのラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合したことを特徴とする。

請求の範囲 4 に記載のインホイールモータの取付方法は、請求の範囲 1 に記載のインホイールの取付方法において、上記モータの非回転側ケースとナックルとを、ダンパーを含む直動ガイド機構を介して結合し、回転側ケースとホイールとを、第 2 の弾性体を介して結合したことを特徴とする。

請求の範囲 5 に記載のインホイールモータの取付方法は、ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータの非回転側ケースを、緩衝装置を介して車体側に取付けるようにしたことを特徴とする。

請求の範囲 6 に記載のインホイールモータの取付方法は、請求の範囲 1 ～請求の範囲 5 のいずれかに記載のインホイールの取付方法において、上記取付けられたモータ部の共振周波数が、車輻バネ上部（車体）の共振周波数よりも高く、バネ下部の共振周波数よりも低い周波数となるように、上記モータを取付けるようにしたことを特徴とする。

また、請求の範囲 7 に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に中空形

請求の範囲 1 4 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 2 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第 2 の弾性体を円筒状とするとともに、この円筒の一端をホイールに結合させ、他端を回転側ケースに結合させたものである。

請求の範囲 1 5 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 2 に記載のインホイールモータシステムにおいて、ホイールと回転側ケースとを、ホイール接線方向と平行に等間隔で配置された 1 6 個以下の略板状弾性体によって結合させたものである。

請求の範囲 1 6 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 5 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記板状弾性体の幅方向の両端面に、モータの接線方向を軸とした回転継ぎ手機構を設けたものである。

請求の範囲 1 7 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 2 に記載のインホイールモータシステムにおいて、回転側ケースからホイール部方向に伸びるリブと、ホイールから回転側ケース方向に伸びるリブとを、複数箇所において、弾性体で結合したものである。

請求の範囲 1 8 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 2 ～請求の範囲 1 7 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第 1 及び第 2 の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を  $1 \text{ MPa} \sim 120 \text{ MPa}$  としたものである。

請求の範囲 1 9 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 2 ～請求の範囲 1 7 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第 1 及び第 2 の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を  $10 \text{ GPa} \sim 300 \text{ GPa}$  としたものである。

請求の範囲 2 0 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 2 ～請求の範囲 1 9 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第 1 の弾性体の、車輻に対して上下方向の弾性率を前後方向の弾性率よりも低くしたものである。

請求の範囲 2 1 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 1 2 ～請求の範囲 2 0 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第

ートの周上に $90^\circ$  または $180^\circ$  間隔で、かつ、上記プレートの表、裏の同位置にそれぞれ配置したものである。

請求の範囲28に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲27に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータ側の全ての直動ガイドの稼動方向を中空円盤状プレートの径方向に対して $45^\circ$  方向とし、上記ホイール側の全ての直動ガイドの稼動方向を、上記モータ側の直動ガイドの稼動方向に対して直交する方向としたものである。

請求の範囲29に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛の足回り部品であるナックルと結合させるとともに、モータの回転側ケースを、モータ側とホイール側とにそれぞれ複数の直動ガイドを備えた第1の中空円盤状のプレートと、この第1の中空円盤状のプレートの内側に配設され、複数の直動ガイドが上記第1の中空円盤状のプレートとは表、裏逆に配置された第2の中空円盤状のプレートとを介して、ホイールと結合させたものである。

請求の範囲30に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲29に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記直動ガイドを第1及び第2の中空円盤状のプレートの周上にそれぞれ $90^\circ$  または $180^\circ$  間隔で、かつ、上記プレートの表、裏の同位置にそれぞれ配置するとともに、上記第1及び第2の中空円盤状プレートのモータ側の全ての直動ガイドの稼動方向を上記各プレートの径方向に対して $45^\circ$  方向とし、上記各プレートのホイール側の全ての直動ガイドの稼動方向を、上記モータ側の直動ガイドの稼動方向に対して直交する方向としたものである。

請求の範囲31に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲30に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第1及び第2の中空円盤状のプレートの質量を等しくしたものである。

請求の範囲32に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲24～請求の範囲31のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記直動ガイドを、上記プレートのラジアル方向に延長する少なくとも1つの凹部ある

請求の範囲 38 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 7 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記非回転側ケースとナックルとを、直動ガイドを介して互いに車輻上下方向に作動方向が限定された 2 枚のプレートにより結合するとともに、上記 2 枚のプレートを車輻上下方向に作動するバネ及びダンパーにより結合したものである。

請求の範囲 39 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 7 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを直動ガイド及び緩衝装置を介して車輻の足回り部品であるナックルと車輻上下方向に揺動可能に支持するとともに、上記緩衝装置を、油圧シリンダとリザーバータンク間にバルブを備えた構造としたものである。

請求の範囲 40 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 39 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブとリザーバータンクとを備えた作動油流路を有するものである。

請求の範囲 41 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 39 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブを備えた作動油流路を有し、かつ、上記 2 つの作動油流路が共通のリザーバータンクに接続されているものである。

請求の範囲 42 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 39 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブを備えた作動油流路により連結され、かつ、ピストン下室にリザーバータンクに接続されているものである。

請求の範囲 43 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 7～請求の範囲 42 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、ハブ部に、車輻の動力機関出力軸との連結機構を備えたものである。

請求の範囲 44 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 7～請求の範囲 43 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータをアウターロータ型モータとしたものである。

請求の範囲 5 2 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 4 8 ～請求の範囲 5 1 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、ハブ部に、ブレーキディスクまたはブレーキドラムを装着したものである。

請求の範囲 5 3 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 4 8 ～請求の範囲 5 1 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、ハブ部に、車載の動力機関出力軸との連結機構を備えたものである。

請求の範囲 5 4 に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、直動ガイド及び緩衝部材を介して車輛の足回り部品であるナックルに対して車輛上下方向に支持し、かつ、直動ガイド及び緩衝部材を介して、上記ナックルに対して車輛前後方向にも支持するとともに、モータ回転側ケースとホイールとを、直交カップリングまたは等速ジョイントを介して偏心可能に結合したことを特徴とするものである。

請求の範囲 5 5 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 5 4 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータをアウターロータ型モータとしたものである。

請求の範囲 5 6 に記載のインホイールモータシステムは、請求の範囲 5 4 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータをインナーロータ型モータとしたものである。

請求の範囲 5 7 に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合わせたギヤードモータとし、このギヤードモータの非回転側ケースを、直動ガイド及び緩衝部材を介して、車輛の足回り部品であるナックルに対して車輛上下方向に支持し、かつ、直動ガイド及び緩衝部材を介して、上記ナックルに対して車輛前後方向にも支持するとともに、減速機出力軸とホイールとを、自在継手を有するシャフトにより連結したことを特徴とするものである。

図面の簡単な説明

示す要部断面図である。

第18図は、直動ガイドの配置を示す図である。

第19図は、直動ガイドの構成例を示す図である。

第20図は、フレキシブルカップリングの他の構成を示す図である。

第21図は、第20図の要部断面図である。

第22図は、第20図、第21図に示したフレキシブルカップリングの動作を説明するための図である。

第23図は、本発明の最良の形態4に係わるインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第24図は、本最良の形態4に係わるフレキシブルカップリングの構成を示す図である。

第25図は、本最良の形態4に係わるフレキシブルカップリングの動作を説明するための図である。

第26図は、本発明の最良の形態5に係わるインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第27図は、本最良の形態5に係わるフレキシブルカップリングの構成を示す図である。

第28図は、本最良の形態5に係わるフレキシブルカップリングの動作を説明するための図である。

第29図は、本発明によるフレキシブルカップリングの他の構成を示す図である。

第30図は、本最良の形態6に係わるインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第31図は、本最良の形態7に係わるインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第32図は、本最良の形態8に係わるインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第33図は、本最良の形態8に係わる緩衝装置の構成を示す図である。

第34図、本最良の形態9に係わるインホイールモータシステムの構成を示



第50図、本最良の形態12に係わるインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第51図、本発明によるインホイールモータシステムの他の構成を示す縦断面図である。

第52図は、従来のインホイールモータシステムにおける車輻振動モデルを示す図である。

第53図は、本発明の第50図に相当するインホイールモータシステムにおける車輻振動モデルを示す図である。

第54図は、本発明の第51図に相当するインホイールモータシステムにおける車輻振動モデルを示す図である。

第55図は、各車輻振動モデルで設定した質量、バネ定数などの諸定数を示す表である。

第56図は、車輻振動モデルの解析結果を示す図である。

第57図は、本最良の形態13に係わるインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第58図は、本最良の形態13に係わるインホイールモータシステムの構成を示す要部断面図である。

第59図は、本最良の形態13に係わる第58図の44部の構成及び動作を示す図である。

第60図は、従来のインホイールモータシステムにおける車輻振動モデルを示す図である。

第61図は、従来のインホイールモータシステムにダイナミックダンパーを装着した場合の車輻振動モデルを示す図である。

第62図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車輻振動モデルを示す図である。

第63図は、各車輻振動モデルで設定した質量、バネ定数などの諸定数を示す表である。

第64図は、車輻振動モデルの解析結果を示す図である。

第65図は、本最良の形態14に係わるインホイールモータシステムの構成

第1図、第2図は、本最良の形態1に係わるインホイールモータシステムの構成を示す図で、第1図は縦断面図、第2図は正面断面図である。各図において、1はタイヤ、2はリム2aとホイールディスク2bとから成るホイール、3は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたモータステータ（以下、ステータという）3Sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に固定された回転側ケース3bに固定されたモータロータ（以下、ロータという）3Rとを備えたアウトロータ型のインホイールモータで、上記ロータ3Rとステータ3Sとの間には、エアギャップ3gが形成されている。4は上記ホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5は上下のサスペンションアーム6a、6bに連結されるナックル、7はショックアブゾーバ等から成るサスペンション部材、8は上記ハブ部4に装着されたブレーキロータ8aとブレーキキャリパー8bとを備えたブレーキディスクから成る制動装置である。なお、制動装置8としてはブレーキドラム等の他の制動装置を用いてもよい。

本例では、上記インホイールモータ3のステータ3Sを固定した非回転側ケース3aを、ゴム等の弾性体から成る第1の弾性部材11と、上記第1の弾性部材11を半径方向内側から支持する支持部材12a及び上記支持部材12aからナックル5方向に延長する複数本の腕部12bとを有する連結部材12とを介して、車輛の足回り部品であるナックル5に結合するとともに、上記非回転側ケース3aと軸受け3jを介して回転可能に結合された、ロータ3Rを固定した回転側ケース3bを、第2の弾性部材13を介して、ホイール2に結合することにより、インホイールモータ3をナックル5等の車輛足回り部の各部品に対してフローティングマウントするようにしている。

したがって、上記インホイールモータ3の回転軸は、ホイール2の回転軸とは別々に径方向に揺動可能となる。すなわち、インホイールモータ3は、第3図に示すように、軸受け3jを介して、径方向外側と内側とに回転可能に分割されているため、上記インホイールモータ3の回転軸は車軸とは別個に、径方向に揺動しながら、ロータ3Rが固定された上記回転側ケース3bが回転して、タイヤ1が装着されるホイール2に回転力を伝達する。

また、上下方向剛性を低く回転方向剛性を高くするには、材料剛性と形状剛性とをバランスさせることが重要である。本例のように、第1の弾性部材11及び第2の弾性部材13として、ゴム等の弾性材料を用いた場合、所定の剛性を得るためには、上記第1及び第2の弾性部材11, 13を構成する材料として、縦弾性係数が1MPa~120MPaである材料を用いることが好ましい。また、上記縦弾性係数が1MPa~40MPaであれば、更に好ましい。

なお、上記第1及び第2の弾性部材11, 13として、金属バネ等のバネ部材を用いる場合には、上記第1及び第2の弾性部材11, 13を構成する材料の縦弾性係数を、10GPa~300GPaとすることが好ましい。

このように、本最良の形態1では、インホイールモータ3のステータ3Sを固定する非回転側ケース3aを、ナックル5から延長する連結部材12に取付けられた第1の弾性体11を介して、車輛の足回り部品であるナックル5に結合させ、ロータ3Rを固定する回転側ケース3bを、第2の弾性部材13を介して、ホイール2に結合させることにより、インホイールモータ3をバネ下質量に対してダイナミックダンパーのウェイトとして作用させるようにしたので、車輛の凹凸路走行時における接地力の変動レベルを低減することができ、車輛のロードホールディング性を向上させることができるとともに、インホイールモータ3への振動負荷を低減することができる。

また、本発明のインホイールモータシステムを採用することにより、スペース効率や駆動力の伝達効率に優れ、かつ車輛のロードホールディング性のよいインホイールモータ車を実現することが可能となる。

なお、上記最良の形態1では、インホイールモータ3の非回転側ケース3aを第1の弾性部材11を介してナックル5に取付け、回転側ケース3bを第2の弾性体13を介してホイール2に取付けた場合について説明したが、上記第1及び第2の弾性部材11, 13に代えて、第6図に示すような、タイヤ状の環状空気バネ11T, 13Tを用いるようにすれば、径方向のバネ定数が低いわりに剪断方向のバネ定数を高くすることができるので、軽量高弾性の弾性部材を構成する

め、径方向の剛性を低くし、回転方向の剛性を高くすることができる。上記板状弾性体13a～13dは、回転方向剛性を保つように、寸法を調整しながらその数を増やしてゆくと、第12図のグラフに示すように、上下方向の剛性を減少させることが可能となる。

上記上下方向の剛性は、ラジアル方向剛性の上下成分と、回転方向剛性の上下成分とに分解できる。したがって、上下方向の剛性を低減するためには、上記ラジアル方向剛性の上下成分と、回転方向剛性の上下成分とともに下げるようにすればよいが、モータがトルクを位相差なしで伝達するためには、回転方向剛性を減少させることはできない。そこで、第11図(b)に示すように、板状弾性体13a～13dの幅方向の両端面13w、13wに、モータの接線方向を軸とした回転継ぎ手機構13z、13zを設け、この回転継ぎ手機構13z、13zを介して、上記板状弾性体13a～13dをホイール2に取付けるようすれば、回転方向剛性を下げることなく、ラジアル方向剛性をなくして上下方向の剛性を低減させることが可能となる。

上記板状弾性体13a～13dは、回転方向剛性を保つようにその数を増加させて行くと、第12図のグラフに示すように、上下方向の剛性も増加する。したがって、上記板状弾性体13a～13dの数として、16個以下とすることが望ましい。

なお、上記第10図に示した円筒状の弾性体13Rを設けた場合についても、上記弾性体13Rの一端をホイール2に結合させる際に、上記の場合と同様に、上記のような回転継ぎ手機構を設けることにより、上下方向の剛性を低減させることができる。

また、第13図に示すように、ホイール2とその回転軸において連結されたハブ部4に、通常の自動車と同様に、ドライブシャフト9との連結部を設け、ハブ部4とドライブシャフト9とを連結する構成としてもよい。これにより、インホイールモータ3以外の車載の動力機関またはモータからの動力を、上記ドライブシャフト9を介して、ホイール2に伝達することができるので、例えば、ガソリンエンジン車の出力軸を本発明のインホイールモータシステムのハブ部4に接続することにより、ハイブリットカーとすることが可能となる。

上記最良の形態2では、回転側ケース3bとホイール2とを、第2の弾性体13及び等速ジョイント16を介して結合したが、上記等速ジョイント16に代えて、回転側ケース3bとホイール2とを、ホイール2のラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合することにより、回転側ケース3bからホイール2へのトルクの伝達効率を更に向上させることができる。

上記駆動力伝達機構としては、例えば、第16図～第18図に示すような、複数枚の中空円盤状のプレート18A～18Cと、隣接する上記プレート18A、18B、及び、プレート18B、18C間を結合するとともに、上記隣接するプレート18A、18B及び18B、18Cを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイド18p、18qとを備えたフレキシブルカップリング18を用いることができる。このように、上記フレキシブルカップリング18を介して、回転側ケース3bをホイール2に結合させることにより、ホイール2と回転側ケース3bとの間の位相差を最小にして、回転側ケース3bからホイール2へのトルクの伝達効率を更に向上させることができる。

上記直動ガイド18p、18qとしては、例えば、第19図に示すように、上記プレートのラジアル方向に延長する凸部を有するガイドレール18xと、上記プレートのラジアル方向に延長する凹部を有し、上記ガイドレール18xに係合するガイド部材18yと、上記ガイドレール18xとガイド部材18yとをより円滑にスライドさせるために、上記ガイドレールの凸部とガイド部材18yの凹部との間に配設された複数の鋼球18mとから構成される。

上記ガイドレール18xとガイド部材18yは、第18図に示すように、上記隣接するプレート18A、18B及び18B、18Cの、互いに対向する面にそれぞれ設けられる。

上記ガイドレール18x及びガイド部材18yは、上記隣接するプレート18A、18B及び18B、18Cを互いに円盤のラジアル方向に案内するようにスライドするので、インホイールモータ3は上記直動ガイド18p、18q作動方向、すなわち、円盤のラジアル方向沿っては動くことができるが、回転方向には動くことができないため、ホイール2に回転トルクを効率的に伝達することが可能となる。

18cとベアリング球18Mとを組み合わせることにより、上記インホイールモータ3は、車軸に対してどの方向に対しても偏心しながら駆動トルクをホイール2に伝達することができる。

また、ベアリング溝が少ないと、回転時に角速度変化が生じるため、好ましくは複数のプレートとベアリング球とを組み合わせることが好ましい。なお、そのときには、上記直動ガイドの場合と同様に、第22図に示すように、上記プレートの枚数をNとしたとき、プレートの軸方向に隣り合う溝同士のなす角が、端部の溝から $180 / (N - 1)$ 度ずつ進角するように、上記中空円盤状のプレートを配置すれば、上記角速度変化の発生を確実に抑制することができる。

なお、上記フレキシブルカップリング18、18Zにおいて、端部側のプレートであるホイール2側のプレート18A（あるいは、プレート18Aとガイドレール18x）をホイール2と一体化して構成したり、回転側ケース3b側のプレート18C（あるいは、プレート18Cとガイド部材18y）を回転側ケース3bと一体化して構成するようにしてもよい。このときには、上記進角の計算に用いるプレートの枚数Nとしては、両端部にプレートがあるものと想定したときの値とする。

#### 最良の形態4.

上記最良の形態3では、回転側ケース3bとホイール2と結合する駆動力伝達機構として、表、裏が互いに直交する方向に配置された直動ガイド18p、18qを備えた各中空円盤状のプレート18A～18Cから成るフレキシブルカップリング18を用いた例について説明したが、第23図、第24図に示すような、ホイール2側に位置し、ホイール2と結合する中空円盤状のプレート20Aと、モータ3側に位置し、モータ3の回転側ケース3bと結合する中空円盤状のプレート20Cと、モータ3側とホイール2側のそれぞれのプレート周上に $90^\circ$ または $180^\circ$ 間隔で、かつ、プレートの表、裏の同位置にそれぞれ複数の直動ガイド19A、19Bが配置され、直動ガイド19Aにより上記中空円盤状のプレート20Aと連結され、直動ガイド19Bにより上記中空円盤状のプレート20Cと連結された中空円盤状のプレート20Bとから成るフレキシブルカップ

また、直動ガイド19Bは、ガイドレール19cとガイド部材19dとから構成されており、上記中間プレート20Bの、モータ3側に位置する中空円盤状プレート（以下、モータ側プレートという）20C側の周上に、上記直動ガイド19Aのガイドレール19bと直交するように、90° 間隔で4個のガイドレール19cを配置し、上記モータ側プレート20C周上の、上記各ガイドレール19cに対応する位置4個のガイド部材19dを配置することにより、中間プレート20Bとモータ側プレート20Cとを、互いに90° 間隔で配置された4個の直動ガイド19Bを介して連結する。

上記構成において、インホイールモータ3の回転側ケース3bからの回転力が、モータ側プレート20Cを介して、ホイール2に結合されたホイール側プレート20Aに伝達される際に、上記各直動ガイド19A、19Bは中空円盤状プレート20A～20Cの軸方向に対して45° 方向に配向されているため、第25図に示すように、上記中間プレート20Bには周方向に回転する力と径方向に押し広げられる力が作用する。しかしながら、上記中間プレート20Bの上記各直動ガイド19Bの裏側（ホイール2側）、すなわち、上記各直動ガイド19Bと同位置には、上記各直動ガイド19Bのそれぞれの稼動方向に対して直交する方向に稼動する直動ガイド19Aが配置されているので、上記中間プレート20Bを径方向に押し広げる力は、上記各直動ガイド19Aによる径方向に押し広げる力と釣り合って、結果的には回転力のみがホイール側プレート20Aに伝達され、この回転力がホイール2に伝達される。したがって、回転側ケース3bに結合されたモータ側プレート20Cから直動ガイド19Bに入力された回転力は上記中間プレート20Bを挿んでホイール側プレート20Aに伝達されるので、上記モータ3の駆動力をホイール2に確実に伝達させることができる。

なお、上記各直動ガイド19A、19Bは全ての稼動方向が同じであるので、各中空円盤状のプレート19A～19C円盤には圧縮と引張り応力が同時には発生せず、全体を径方向に拡張もしくは圧縮する力のみが作用する。また、各直動ガイド19Bも、全ての稼動方向が上記直動ガイド19Aの稼動方向と直交するので、圧縮と引張り応力が同時には発生しない。また、上記拡張もしくは圧縮する力は、中間プレート19Bを挿んだ両側のガイドレール19b、19cの両側

ル19jとから構成される。本例では、ホイール2側に位置するホイール側プレート20Aの第1の中間プレート20M側の周上に180°間隔で設けられた、上記第1の中間プレート20Mのラジアル方向に延長する凹部を有する2個のガイド部材19i, 19iと、第1の中間プレート20Mのホイール側プレート20A側の周上の、上記ガイド部材19i, 19iに対応する位置に設けられ、上記ガイド部材19i, 19iに係合する凸部を有する2個のガイドレール19j, 19jとにより構成され、ホイール側プレート20Aと第1の中間プレート20Mとを互いにプレート径方向に案内する。

また、直動ガイド19Qは、第1の中間プレート20Mのモータ側プレート20C側の周上の、上記ガイドレール19j, 19jの位置から90°回転した位置に、180°間隔で設けられた2個のガイドレール19p, 19pと、モータ側プレート20Cの周上の、上記ガイドレール19p, 19pに対応する位置に設けられた2個のガイド部材19q, 19qとにより構成され、モータ側プレート20Cと第1の中間プレート20Mとを、互いにディスク径方向に案内する。

一方、直動ガイド19Rは、上記ガイド部材19i, 19iのホイール径方向内側の周上に、上記ガイド部材19i, 19iを90度回転させた方向に、180°間隔で設けられた、上記ホイール側プレート20Aのラジアル方向に延長する凹部を有する2個のガイド部材19m, 19mと、第2の中間プレート20Nのホイール側プレート20A側の周上の、上記ガイド部材19m, 19mに対応する位置に設けられ、上記ガイド部材19m, 19mに係合する凸部を有する2個のガイドレール19n, 19nとにより構成され、直動ガイド19Sは、第2の中間プレート20Nのモータ側プレート20C側の周上に、上記ガイドレール19n, 19nの位置から90°回転した位置に、180°間隔で設けられた2個のガイドレール19r, 19rと、モータ側プレート20Cの周上の、上記ガイドレール19r, 19rに対応する位置に設けられ、上記ガイドレール19r, 19rに係合する凹部を有する2個のガイド部材19s, 19sとにより構成される。

上記の構成により、モータ3はホイール2に対して下方方向に偏心したまま回転



は圧縮と引張り応力が同時には発生せず、全体を径方向に拡張もしくは圧縮する力のみが作用するとともに、各直動ガイド 22 Q, 22 S も、全ての稼動方向が上記直動ガイド 22 P, 22 R の稼動方向と直交するので、圧縮と引張り応力が同時には発生しないようにすることができる。したがって、上記第 1 及び第 2 の中間プレート 20 M, 20 N の周方向においては荷重のオフセットがなく、座屈の危険が減少し、駆動力伝達機構の耐久性を向上させることができる。

なお、直動ガイド 22 P、及び、直動ガイド 22 Q は、第 29 図に示すように、それぞれ、ガイド部材 22 a とガイドレール 22 b、ガイドレール 22 c とガイド部材 22 d とから構成され、直動ガイド 22 R、及び、直動ガイド 22 S は、それぞれ、ガイド部材 22 e とガイドレール 22 f、ガイドレール 22 g とガイド部材 22 h とから構成され、上記最良の形態 4 と同様に、ガイド部材 22 a と、ガイド部材 22 e とはホイール側プレート 20 A に配置される。また、ガイドレール 22 b は第 1 の中間プレート 20 M のホイール側プレート 20 A 側に、ガイドレール 22 c は第 1 の中間プレート 20 M のモータ側プレート 20 C 側に、ガイドレール 22 f は第 2 の中間プレート 20 N のホイール側プレート 20 A 側に、ガイドレール 22 g は第 2 の中間プレート 20 N のモータ側プレート 20 C 側に、ガイド部材 22 d と、ガイド部材 22 h とはホイール側プレート 20 C に配置される。

#### 最良の形態 6.

上記最良の形態 1～5 では、インホイールモータ 3 の非回転側ケース 3 a と車輻の足回り部品であるナックル 5 とを第 1 の弾性体 11 や、直動ガイド部材 21 a と、この直動ガイド部材 21 a の稼動方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ 21 b とを備えた直動ガイド機構 21 などの緩衝部材を用いて結合した場合について説明したが、第 30 図に示すように、一端がナックル 5 に連結され、他端側でモータ 3 を支持する緩衝機構 23 A, 23 B により、非回転側ケース 3 a とナックル 5 とを結合することにより、タイヤ接地変動力を更に減少させることができる。

なお、本例では、回転側ケース 3 b とホイール 2 とを上記最良の形態 3 で用い

## 最良の形態 7.

上記最良の形態 6 では、緩衝部材 2 3 k により結合された 2 本のアーム 2 3 m, 2 3 n から成る略 A 型あるいは略 H 型のリンク機構から成る緩衝機構 2 3 A, 2 3 B を用いて、インホイールモータ 3 の非回転側ケース 3 a と車輛の足回り部品であるナックル 5 とを結合した場合について説明したが、インホイールモータ 3 を搭載する車輛が車軸式サスペンションベン機構を備えた車輛である場合には、第 3 1 図に示すように、上記緩衝機構 2 3 A, 2 3 B と同様の構成の緩衝機構 2 4 により、非回転側ケース 3 a と車軸 9 J とを結合することにより、タイヤ接地変動力を減少させることができる。

上記緩衝機構 2 4 としては、例えば、それぞれが車軸 9 J に回転可能に結合された 2 本のアーム 2 4 m, 2 4 n から成る略 H 型あるいは略 A 型のリンク機構の、上記 2 本のアーム 2 4 m, 2 4 n をバネまたはダンパーから成る緩衝部材 2 4 k により結合したものを用いることができる。なお、本例では、2 本のアーム 2 4 m, 2 4 n を、車軸 9 J を介して、互いに回転可能に結合させるとともに、伸縮方向が車輛の上下方向と一致するように、その一端が車軸 9 J に結合された 2 つの緩衝部材 2 4 k, 2 4 k を介して、2 本のアーム 2 4 m, 2 4 n を連結する構成とした。なお、上記緩衝部材 2 4 k, 2 4 k は、取付け部材 2 4 s を介して、アーム 2 4 m, 2 4 n に取付けてもよいし、アーム 2 4 m, 2 4 n に直接取付けてもよい。

これにより、車軸式サスペンション機構を備えた車輛においても、非回転側ケース 3 a とナックル 5 とを、モータ 3 の上下方向に揺動可能に結合することができるので、タイヤ接地変動力を更に減少させることができる。

## 最良の形態 8.

第 3 2 図は、本最良の形態 8 に係わるインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1 はタイヤ、2 はリム 2 a とホイールディスク 2 b とから成るホイール、3 はアウターロータ型のインホイールモータ、4 は上記ホイール 2 とその回転軸において連結されたハブ部、5 は車軸 9 J に連結される車輛の足

する回転側ケース 3 b とホイール 2 とをフレキシブルカップリング 1 8 で結合し、ステータ 3 S を支持する非回転側ケース 3 a はホイール 2 (または、車軸 9 J) の回転方向に対して固定され、車輛上下方向に揺動可能に結合するようにしたので、回転側ケース 3 b からホイール 2 へのトルクの伝達効率を向上させることができるとともに、タイヤ接地変動力を減少させることができ、車輛のロードホールディング性を向上させることができる。

最良の形態 9.

上記最良の形態 8 では、プレート 2 5 A, 2 5 B とを、直動ガイド 2 5 a, バネ 2 5 b 及びダンパー 2 5 c により結合したが、上記ダンパー 2 5 c, 2 5 c に代えて、第 3 4 図, 第 3 5 図に示すように、油圧シリンダ 2 6 と、この油圧シリンダ 2 6 と耐圧ホース 2 7, 2 8 により連結されたりザーバタンク 2 9 とを備えた緩衝装置 3 0, 3 0 を用いることにより、ステータ 3 S を支持する非回転側ケース 3 a をホイール 2 (または、車軸 9 J) の回転方向に対してより確実に固定することができるとともに、車輛上下に揺動可能に結合させることができるので、タイヤ接地変動力を更に減少させることができる。

第 3 6 図は、上記油圧シリンダを備えた緩衝装置 3 0 の詳細を示す図で、本例では、上記りザーバタンク 2 9 を、ピストンロッド 2 6 L の一端側が固定されたピストン 2 6 P により隔てられた、油圧シリンダ 2 6 の上室 2 6 a に連通する伸び側りザーバタンク 2 9 A と、油圧シリンダ 2 6 の下室 2 6 b に連通する縮み側りザーバタンク 2 9 B とに分け、上記油圧シリンダ 2 6 の上室 2 6 a と伸び側りザーバタンク 2 9 A とを伸び側バルブ (オリフィス) 2 7 m を介して連結するとともに、下室 2 6 b と縮み側りザーバタンク 2 9 B とを縮み側バルブ (オリフィス) 2 8 m を介して連結するようにしている。なお、2 7 n, 2 8 n は上記伸び側バルブ 2 7 m と縮み側バルブ 2 8 m のそれぞれを迂回する分岐油流路 2 7 k, 2 8 k にそれぞれ設けられた、りザーバタンク 2 9 から油圧シリンダ 2 6 への作動油 2 9 s の逆流を防止するための伸び側チェック弁と縮み側チェック弁である。

なお、本例では、第 3 5 図に示すように、足回り部品であるナックル 5 に連結

る。

本例では、上記インホイールモータ 3 I の外側ケースである非回転側ケース 3 a と車輛の足回り部敏であるナックル 5 とを、上記非回転側ケース 3 a を車輛の上下方向に案内する直動ガイド部材 2 1 a と、この直動ガイド部材 2 1 a の稼動方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ 2 1 b とを備えた直動ガイド機構 2 1 を用いて結合するとともに、上記モータ 3 の内側ケースである回転側ケース 3 b とホイール 2 とを、上記最良の形態 3 の第 16 図～第 18 図に示した、プレートの表裏に作動方向が直交するように配置された複数の直動ガイド 18 p, 18 q が取付けられた中空円盤状のプレート 18 A～18 C から成るフレキシブルカップリング 18 を用いて結合する。上記フレキシブルカップリング 18 により、インホイールモータ 3 のロータ 3 R を支持する回転側ケース 3 b とホイール 2 とは、ホイール 2 のラジアル方向に互いに偏心可能に結合される。

なお、直動ガイド機構 2 1 は、断面形状が L 字型の連結部材 2 1 t の一方の切片を非回転側ケース 3 a のホイール 2 とは反対側の側面に固定し、他方の切片に、一端がナックル 5 に固定された上記直動ガイド機構 2 1 の上端部を取付けるようにすればよい。

本最良の形態 10 では、上記のように、上記非回転側ケース 3 a を車輛の上下方向に案内する直動ガイド部材 2 1 a と、この直動ガイド部材 2 1 a の稼動方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ 2 1 b とを備えた直動ガイド機構 2 1 を用いてナックル 5 に取り付け、インホイールモータ 3 を車輛の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができるよう構成したので、モータ軸と車輪軸とは別々に径方向に揺動可能となる。このため、モータ質量は、車輛のバネ下質量相当分から切り離され、いわゆるダイナミックダンパーのウェイトとして作用する。

ダイナミックダンパーのウェイトは、凹凸路走行時におけるバネ下振動を打ち消すため、タイヤ接地力の変動が低減されるので、車輛のロードホールディング性が向上するだけでなく、悪路走行時のモータ 3 への振動入力を減少させることができるので、モータ 3 の振動負荷を低減することができる。

### <実施例 1>

本実施の形態 1 の構成によるインホイールモータシステムにおける振動レベルを、以下の第 4 1 図～第 4 3 図及び第 4 4 図の表に示すような、凹凸路走行時の車輻振動モデルにより解析し、従来のシステムにおける接地力の変動レベルと比較した結果を第 4 5 図のグラフに示す。

なお、第 4 5 図において、横軸は加振周波数 (Hz)、縦軸はタイヤ接地力の変動レベル (N) である。また、比較例 1-1 は、インホイールモータが搭載されていない場合の車輻振動モデルである。

従来のシステムでは、ホイールやナックル等のバネ下質量相当部分に対してインホイールモータが直接装着されるので、その車輻振動モデルは、第 4 1 図に示すような 2 自由度の振動モデルで表わされる (比較例 1-2)。詳細には、バネ下質量  $m_1$  がタイヤの接地面 R と弾性体  $k_1$  及びダッシュポット  $c_1$  により結合され、上記バネ下質量  $m_1$  とバネ上質量  $m_2$  とが弾性体  $k_2$  及びダッシュポット  $c_2$  により結合された振動モデルにおいて、上記バネ下質量  $m_1$  にインホイールモータの質量が付加されるようなモデルとなる。このように、モータが直接装着された場合には、バネ下質量が増大するためタイヤ接地力の変動レベルが増大する。タイヤは、図 4 6 に示すように、接地荷重に対する非線形性を有するので、接地力の変動が大きいと、タイヤ CP (コーナリングパワー) 等の能力が低下し、ロードホールディング性が低下する。これを上記比較例 1-1 のレベルに維持するためには、モータと足回り部品の総重量を同一にする必要がある。しかしながら、要求される強度を満足させながら足回り部品を大幅に軽量化するためには、軽合金等を多用するなど、深刻なコストアップが予想されるので、実用的とは言えない。

一方、軽量化を実施せずに凹凸路走行時の荷重変動レベルを低減する方法としてダイナミックダンパーと呼ばれる方法がある。このダイナミックダンパーは、第 4 2 図に示すように、上記第 4 1 図に示した 2 自由度モデルに対して、弾性体  $k_3$  とダッシュポット  $c_3$  を介して、新たな質量  $m_3$  を追加した 3 自由度モデル (比較例 1-3) で表わせるもので、この方法によれば、軽量化対策をすることなく、タイヤ接地力の変動レベルを低減することができる。しかしながら、上記ダ

ら成るホイール、3は非回転側ケース3aに固定されたステータ3Sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に接合された回転側ケース3bに固定されたロータ3Rとを備えたアウトロータ型のインホールモータである。

また、4はホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5はサスペンションアーム6a、6bに連結された、車輛の足回り部品であるナックル、7はサスペンション部材、8は制動装置である。

本最良の形態11では、インホールモータ3の非回転側ケース3aを、車輛の足回り部品であるナックル5に結合し、上記非回転側ケース3aと軸受け3jを介して回転可能に結合された回転側ケース3bを、回転するホイール2に内接するように結合するとともに、上記ホイール2とその回転軸において連結されたハブ部4とナックル5とを、上記中空形状のインホールモータ3の内側に設けられた、ハブベアリング31により接合するように構成することにより、車輛重量をホイール2と、上記非回転側ケース3a、軸受け3j、及び、回転側ケース3bとにより構成されるモータケース3Cとに分配することを可能とした。

すなわち、上記構造を採ることにより、車輛重量は、「ハブベアリングの剛性を含むホイール剛性」と「モータケースの剛性」との比で、ホイール2とモータケース3Cとに配分されるので、車輪毎の車輛重量は、モータケース3Cのみでなく、ハブベアリング31にも分担される。これにより、モータケース3Cへの荷重負荷が低減され、ロータ3Rとステータ3Sとの間に形成されたエアギャップ3gの変化を小さくすることができるので、モータケース3Cの剛性を下げるか、あるいは、モータ自身を小型化するなどして、インホイールモータ3を軽量化することができる。したがって、車輛のバネ下、バネ上振動レベルを低減することができるので、車輛の乗り心地性を向上させることができる。

また、本例では、外側ケースである回転側ケース3bがホイール2に内接するように結合しているので、インホイールモータ3からホイール2にトルクを伝達することができるとともに、制動装置8をハブ部4に装着するようにしているので、制動時には、上記ハブ部4及びナックル5にのみ制動トルクが伝達し、モータケース3Cには制動反力が作用しない。したがって、モータケース3Cの剛性

る。

4はホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5は上下のサスペンションアーム6a、6bにそれぞれ連結された、車輛の足回り部品であるナックル、7はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8は上記ハブ部4に装着されたブレーキディスクから成る制動装置である。

また、33は上記インホイールモータ3を車体100側に取付けるためのモータ専用の緩衝装置、34はインホイールモータ3とホイール2間に設けられた、上記最良の形態4と同様の構成の駆動力伝達機構であるフレキシブルカップリング、35は上記非回転側ケース3aとナックル5間に設けられた、上記最良の形態4と同様の構成の直動ガイド機構で、この直動ガイド機構35には、上記非回転側ケース3aには直接連結されず、ナックル5にのみ連結された、ホイール2とインホイールモータ3との衝突を防止するための衝突防止用のバネ部材36が設けられている。

上記モータ専用の緩衝装置33は、車体100側に延長するモーター用アーム33aと、このモーター用アーム33aと車体100とを結合する弾性体あるいはバネ部材から成るダンパー33bとから構成され、このダンパー33bを介して車体100側に連結された上記モーター用アーム33aにより、インホイールモータ3の非回転側ケース3aを支持する。したがって、フレキシブルカップリング34により、インホイールモータ3を車体100及びホイール2に対して、回転方向には振動せず、上下方向にのみ振動させて、回転トルクを効率的に伝達することができるとともに、上記モータ3を、上記モータ専用の緩衝装置33を用いて車体100側に取付けることにより、インホイールモータ3をバネ上部分に搭載するような構成とすることが可能となる。

本最良の形態12のインホイールモータシステムにおいては、インホイールモータ3の非回転側ケース3aをモータ専用の緩衝装置33を介して車体100側に取付けるようにしているので、インホイールモータ3をバネ上部分に搭載することになり、バネ下質量を低減することができる。したがって、タイヤ接地力変動を低減することができ、車輛の走行安定性を向上させることができる。

また、本例では、ホイール2とインホイールモータ3との間に設けられた衝突

例えば、上記第79図に示したような従来のインホイールモータシステムでは、モータはホイールやナックル等に取り付けられるため、モータ質量はバネ上質量に相当するので、車輛振動モデルとしては、図52に示すような2自由度のバネ下振動モデルで表わされる（比較例2-2）。詳細には、バネ下質量 $m_1$ がタイヤの接地面と弾性体 $k_1$ 及びダッシュポット $c_1$ により結合され、上記バネ下質量 $m_1$ とバネ上質量 $m_2$ とが弾性体 $k_2$ 及びダッシュポット $c_2$ により結合された振動モデルにおいて、上記バネ下質量 $m_1$ にインホイールモータの質量が付加されるようなモデルとなる。このように、モータが直接装着された場合には、バネ下質量が増大するためタイヤ接地力変動レベルが増大し、タイヤ能力が低下（第56図）する。

このタイヤ接地力変動レベルを上記比較例2-1のレベルに維持するためには、比較例2-3に示すように、モータと足回り部品の総重量を同一にする必要がある。しかしながら、要求される強度を満足させながら足回り部品を大幅に軽量化するためには、軽合金等を多用するなど、深刻なコストアップが予想されるので、実用的とは言えない。

これに対して、本発明のインホイールモータシステムにおいては、第50図に示すように、インホイールモータを、弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ に相当する緩衝装置を介して車体側に取付けるとともに、モータ専用の緩衝装置を介して車体100側に取付ける構成としているので、車輛振動モデルとしては、第53図に示すように、上記第52図に示した2自由度モデルに対して、モータの質量 $m_3$ を弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ を介してバネ上質量 $m_2$ に結合させた3自由度モデル（実施例2-1）で表わすことができる。

したがって、第56図のグラフに示すように、接地力変動レベルを、上記比較例1に示した、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車と同等レベルにすることができる。

また、第51図に示すように、インホイールモータを、上記緩衝装置を介して車体側に取付けるとともに、インホイールモータと足回り部品との間に、弾性体 $k_4$ とダッシュポット $c_4$ で構成される緩衝部材を加えた構造とした場合には、車輛振動モデルとしては、第54図に示すような、モータの質量 $m_3$ が弾性体 $k$



設けられ、軸受け 4 1 j を介して上記非回転側ケース 4 1 a に対して回転可能に接合された回転側ケース 4 1 b に固定されたロータ 4 1 R とを備えた中空形状のインナーロータ型モータで、上記非回転側ケース 4 1 a は、固定部であるナックル 5 に弾性体 4 4 を介して結合されたモータケース 4 3 に取り付けられており、回転側ケース 4 1 b は、連結部材 4 1 d により遊星減速機 4 2 のサンギヤ 4 2 a と連結されるとともに、モータケース 4 3 の中空状の軸部を構成する内壁 4 3 a に軸受け 4 3 b を介して回転可能に取り付けられている。上記遊星減速機 4 2 において、上記サンギヤ 4 2 a の回転速度はプラネタリーギヤ 4 2 b の公転周期に相当する速度に変換されて減速され、キャリア 4 2 c から遊星減速機 4 2 の出力軸に連結された上記シャフト 4 5 を介してホイール 2 に伝達される。

本例では、モータケース 4 3 とナックル 5 とを弾性体 4 4 を介して結合する際に、第 5 9 図に示すように、円板状のモータ取付部材 4 6 上に 4 個の弾性体 4 4 を対称に配置するとともに、上記弾性体 4 4、4 4 間に、モータケース 4 3 を上下方向に案内する直動ガイド 4 7 k をそれぞれ設けたモータ取付け機構 4 7 を用いて結合することにより、モータの揺動方向を車輪に対して上下方向に限定するようにしている。

本例では、上記のように、ギヤードモータ 4 0 の非回転部であるモータケース 4 3 を、弾性体 4 4 を用いてナックル 5 に取り付けることにより、上記ギヤードモータ 4 0 を車輛の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができるように構成したので、モータ軸と車輪軸とは別々に径方向に揺動可能となる。このため、モータ質量は、車輛のバネ下質量相当分から切り離され、上記最良の形態 1 ～ 1 2 の場合と同様に、いわゆるダイナミックダンパーのウェイトとして作用するので、凹凸路走行時におけるバネ下振動を打ち消して、タイヤ接地力の変動が低減される。したがって、車輛のロードホールディング性が向上するだけでなく、悪路走行時のギヤードモータ 4 0 への振動入力を減少させることができるので、上記モータ 4 0 の振動負荷を低減することができる。

また、モータケース 4 3 とナックル 5 とを、弾性体 4 4 とモータケース 4 3 を上下方向に案内する直動ガイド 4 7 k を備えたモータ取付け機構 4 7 により結合したので、ギヤードモータ 4 0 は車輛の上下方向に沿って動くことはできるが、

な2自由度のバネ下振動モデルで表わされる（図63の表の比較例3-2）。詳細には、バネ下質量 $m_1$ がタイヤの接地面と弾性体 $k_1$ 及びダッシュポット $c_1$ により結合され、上記バネ下質量 $m_1$ とバネ上質量 $m_2$ とが弾性体 $k_2$ 及びダッシュポット $c_2$ により結合された振動モデルにおいて、上記バネ下質量 $m_1$ にインホイールモータの質量が付加されるようなモデルとなる。このように、バネ下質量相当部分に対してモータを直接装着した場合には、バネ下質量が増大するため、第64図に示すように、タイヤ接地力変動レベルが増大しロードホールディング性が悪化する。

このタイヤ接地力変動レベルを上記比較例3-1のレベルに維持するためには、モータと足回り部品の総重量を同一にする必要がある。しかしながら、要求される強度を満足させながら足回り部品を大幅に軽量化するためには、軽合金等を多用するなど、深刻なコストアップが予想されるので、実用的とは言えない。

一方、特に軽量化を実施せずに凹凸路走行時のタイヤ接地力の変動を低減する方法としては、第61図に示すようなモデルで表わされるダイナミックダンパーと呼ばれる方法がある（第63図の表の比較例3-3）。これは、上記第60図の2自由度モデルのバネ下質量 $m_1$ に対して、弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ を介して新たなウェイト $m_3$ を追加した3自由度モデルで表せるもので、第64図に示すように、タイヤ接地力の変動を低減する効果を有する。

この方法では、追加ウェイト $m_3$ を増やすほど効果があるが、この追加ウェイトは、上記変動低減以外には車輻重量を増加させるだけなので、車輻にとっては悪影響となることから、上記ウェイト $m_3$ の増加には限界があった。

これに対して、本発明のインホイールモータシステムにおいては、第57図に示すように、インホイールモータ（ギヤードモータ）40を弾性体44を介して車体側に取り付ける構成としているので、車輻振動モデルとしては、第62図に示すように、モータ質量を弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ とを介してバネ下質量 $m_1$ に結合させた3自由度モデル（実施例3-1）で表わすことができる。これは、上記第61図において、バネ下質量 $m_1$ に付加されたモータ質量を取り去り、このモータ質量をダイナミックダンパーに使用する追加ウェイト $m_3$ としたものである。したがって、第64図のグラフに示すように、余分に車重を増すこ

5 4 とを介して、前後方向に長軸を有する中空橢円盤状のモータ上下支持部材 5 5 に結合されている。更に、このモータ上下支持部材 5 5 は、弾性体 5 6 と車輛前後方向に案内する直動ガイド 5 7、及び、中空円盤状のナックル取付部材 5 8 を介して固定部であるナックル 5 に取り付けられている。なお、本例では、上記モータ取付部材 5 2 とモータ上下支持部材 5 5 との間を結合するダンパー 5 3 及び直動ガイド 5 4 と、上記モータ上下支持部材 5 5 とナックル取付部材 5 8 との間を結合する弾性体 5 6 及び直動ガイド 5 7 とを交互にかつ円周方向に対称に 4 個ずつ配置した。

これにより、インホイールモータ 3 を車輛上下方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持するとともに、上下方向支持部品と足回り部品であるナックルを車輛前後方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持することができる。

すなわち、インホイールモータ 3 の非回転側ケース 3 a を、中空橢円盤状のモータ上下支持部材 5 5 に、車輛上下方向に案内するダンパー 5 3 及び直動ガイド 5 4 とを介し結合するようにしたので、インホイールモータ 3 を車輛の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができ、モータ軸と車輪軸とは別々に上下方向にのみ揺動可能となる。このため、モータ質量は、車輛のバネ下質量相当分から切り離され、いわゆるダイナミックダンパーのウェイトとして作用する。ダイナミックダンパーのウェイトは、凹凸路走行上記におけるバネ下振動を打ち消すため、タイヤ接地力の変動が低減し、車輛のロードホールディング性が向上するだけでなく、悪路走行時のモータ 3 への振動負荷を小さくすることができる。

また、モータ 3、モータ取付部材 5 2 及びモータ上下支持部材 5 5 とナックル 5 とを、弾性体 5 6 及び車輛前後方向に案内する直動ガイド 5 7 とを介して結合させることにより、上記ナックル 5 に対して車輛前後方向にも支持するようにしたので、モータ軸と車輪軸とは別々に車輛前後方向にも揺動可能となり、これにより、タイヤ前後力変動も減少させることができ、タイヤ性能を安定化することができる。

また、本例では、モータ 3 の回転側ケース 3 b とホイール 2 とを、フレキシブルカップリング 5 1 により結合するようにしたので、ロータ 3 R からの回転トル

図参照)。

ロータ 4 1 R の回転速度は、サンギヤ 4 2 a の周りを公転するプラネタリーギヤ 4 2 b の公転周期に相当する速度に変換されて減速され、キャリア 4 2 c から遊星減速機 4 2 の出力軸に連結された上記シャフト 4 5 を介してホイール 2 に伝達される。

なお、本例では、上記モータケース 4 3 とモータ取付部材 6 3 との間を結合する直動ガイド 6 1 と弾性体 6 2 と、上記モータ取付部材 6 3 とナックル取付部材 6 6 との間を結合する弾性体 6 4 及び直動ガイド 6 5 とを交互にかつ円周方向に対称に 4 個ずつ配置した。

これにより、ギヤードモータ 4 0 を車輛上下方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持するとともに、上下方向支持部品と足回り部品であるナックルを車輛前後方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持するようにしたので、上記ギヤードモータ 4 0 を車輛の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができ、モータ軸と車輪軸とは別々に径方向に揺動可能となるだけでなく、モータ軸と車輪軸とは別々に車輛前後方向にも揺動可能となる。したがって、タイヤ接地力の変動を低減させ、車輛のロードホールディング性を向上させることができるとともに、タイヤ前後力変動も減少させることができるので、タイヤ性能を安定化することができる。

また、ギヤードモータ 4 0 は、その中心を通る自在継手 4 5 j を有するシャフト 4 5 によりハブ部 4 と連結されるため、ギヤードモータ 4 0 が足回り部分に対して相対的に揺動しても、ホイール 2 に確実に回転力を伝達することができる。

#### <実施例 4>

上記最良の形態 1 5 によるインホイールモータシステムと従来のシステムにおける接地力の変動レベル及び前後力変動を、以下の第 7 1 図～第 7 4 図及び第 7 5 図の表に示すような、凹凸路走行時の車輛振動モデルにより解析した結果を第 7 6 図及び第 7 7 図のグラフに示す。なお、第 7 1 図～第 7 4 図において、(a) 図は上下方向振動モデルであり、(b) 図は前後方向振動モデルである。また、第 7 6 図、第 7 7 図において、横軸は加振周波数 (Hz)、縦軸はそれぞれ、タ

ミックダンパーと呼ばれる方法がある（第75図の表の比較例4-5）。これは、上記第72図（a）、（b）の2自由度モデルのバネ下質量 $m_1$ に対して、弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ を介して新たなウェイト $m_3$ を追加した3自由度モデルで表せるもので、第76図、第77図に示すように、タイヤ接地力の変動レベル及びタイヤ前後力の変動レベルをともに低減する効果を有する。

この方法では、追加ウェイト $m_3$ を増やすほど効果があるが、この追加ウェイトは、上記変動レベルの低減以外には車輛重量を増加させるだけなので、車輛にとっては悪影響となることから、上記ウェイト $m_3$ の増加には限界があった。

これに対して、本発明のインホイールモータシステムにおいては、第65図、第67図、あるいは、第68図に示すように、インホイールモータ3（3I、40）を弾性体及び／または減衰機構を介して車体側に取り付ける構成としているので、車輛振動モデルとしては、第74図（a）、（b）に示すように、モータ質量を弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ とを介してバネ下質量 $m_1$ に結合させた3自由度モデル（第75図の実施例4-1）で表わすことができる。これは、上記第74図（a）、（b）において、バネ下質量 $m_1$ に付加されたモータ質量を取り去り、このモータ質量をダイナミックダンパーに使用する追加ウェイト $m_3$ としたものである。したがって、第76図、第77図のグラフに示すように、余分に車重を増すことなく、接地力変動レベルと前後力変動レベルとを、上記比較例1に示した通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車と同等レベルにすることができる。

また、上記実施例1に対してモータを重くした場合（第75図の実施例4-2）には、ダイナミックダンパーのウェイトが増加するので、タイヤ接地力の変動レベル及びタイヤ前後力の変動レベルを更に低減することができる。

また、弾性体の弾性係数を大きくした場合（実施例4-3）には、上記変動レベルは増大するので、弾性体の弾性係数は小さくすることが好ましい。

## 請求の範囲

1. ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータを緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛バネ下部に取付けるようにしたことを特徴とするインホイールモータの取付方法。
2. 上記モータの非回転側ケースとナックルとを第1の弾性体を介して結合し、回転側ケースとホイールとを第2の弾性体を介して結合したことを特徴とする請求の範囲1に記載のインホイールモータの取付方法。
3. 上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輛の足回り部品であるナックルとを直動ガイド機構により結合し、上記モータのロータを支持する回転側ケースとホイールとを、ホイールのラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合したことを特徴とする請求の範囲1に記載のインホイールモータの取付方法。
4. 上記モータの非回転側ケースとナックルとを、ダンパーを含む直動ガイド機構を介して結合し、回転側ケースとホイールとを、第2の弾性体を介して結合したことを特徴とする請求の範囲1に記載のインホイールモータの取付方法。
5. ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータの非回転側ケースを、緩衝装置を介して車体側に取付けるようにしたことを特徴とするインホイールモータの取付方法。
6. 上記取付けられたモータ部の共振周波数が、車輛バネ上部の共振周波数よりも高く、バネ下部の共振周波数よりも低い周波数となるように、上記モータを取付けるようにしたことを特徴とする請求の範囲1～請求の範囲5のいずれかに記載のインホイールモータの取付方法。
7. 車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛バネ下部、及び、車体側のいずれか一方、あるいは、両方に取付けて成ることを特徴とするインホイールモータシステム。
8. モータとホイールとを、等速ジョイント、あるいは、ホイールのラジアル

ルモータシステム。

17. 回転側ケースからホイール部方向に伸びるリブと、ホイールから回転側ケース方向に伸びるリブとを、複数箇所において、弾性体で結合したことを特徴とする請求の範囲12に記載のインホイールモータシステム。
18. 上記第1及び第2の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を1MPa～120MPaとしたことを特徴とする請求の範囲12～請求の範囲17のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
19. 上記第1及び第2の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を10GPa～300GPaとしたことを特徴とする請求の範囲12～請求の範囲17のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
20. 上記第1の弾性体の、車輻に対して上下方向の弾性率を前後方向の弾性率よりも低くしたことを特徴とする請求の範囲12～請求の範囲19のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
21. 上記第1の弾性体に代えて、上記非回転側ケースを、スプリング及びダンパーを備えた直動ガイド機構を介してナックルに結合させたことを特徴とする請求の範囲12～請求の範囲20のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
22. 上記回転側ケースを、等速ジョイントを介してホイールに結合させたことを特徴とする請求の範囲12～請求の範囲21のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
23. 第2の弾性体をモータ幅方向における上記モータの質量中心位置に取り付けるようにしたことを特徴とする上記請求の範囲22に記載のインホイールモータシステム。
24. 上記回転側ケースを、複数枚の中空円盤状のプレートと、隣接する上記プレート間を結合するとともに、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイドとを備えたカップリング機構を介して、ホイールに結合させたことを特徴とする請求の範囲12～請求の範囲21のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
25. 上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩

ータ側の全ての直動ガイドの稼動方向を上記各プレートの径方向に対して  $45^\circ$  方向とし、上記各プレートのホイール側の全ての直動ガイドの稼動方向を上記モータ側の直動ガイドの稼動方向に対して直交する方向としたことを特徴とする請求の範囲 29 に記載のインホイールモータシステム。

31. 上記第 1 及び第 2 の中空円盤状のプレートの質量を等しくしたことを特徴とする請求の範囲 30 に記載のインホイールモータシステム。
32. 上記直動ガイドを、上記プレートのラジアル方向に延長する少なくとも 1 つの凹部あるいは凸部を有するガイドレールと、このガイドレールに係合するガイド部材とから構成したことを特徴とする請求の範囲 24 ～請求の範囲 31 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
33. 上記ガイドレール及びガイド部材間に鋼球を配設したことを特徴とする請求の範囲 32 に記載のインホイールモータシステム。
34. 上記プレートの互いに対向する面に、ラジアル方向に切り取られた溝を設けるとともに、上記プレート間に、上記溝に沿って移動可能な鋼球を配設して、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内するようにしたことを特徴とする請求の範囲 24 ～請求の範囲 31 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
35. 上記プレートの枚数を  $N$  としたとき、プレートの軸方向に隣り合う上記直動ガイドあるいは溝同士のなす角が、端部から  $180 / (N - 1)$  度ずつ進角するように、上記プレートを配置したことを特徴とする請求の範囲 24 ～請求の範囲 34 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
36. 上記モータのステータを支持する非回転側ケースと車輻の足回り部品であるナックルとを、一方のアームの端部が上記非回転側ケースに結合し、他方のアームの端部が車輻の足回り部品であるナックルに結合した、互いに回転可能に結合された 2 本のアームを有し、かつ、上記 2 本のアームをバネ及びダンパーにより結合して成る、少なくとも 1 組の略 A 型または H 型のリンク機構を備えた緩衝部材により結合させたことを特徴とする請求の範囲 7 に記載のインホイールモータシステム。
37. 車軸式サスペンション機構を備えるとともに、上記モータのステータを

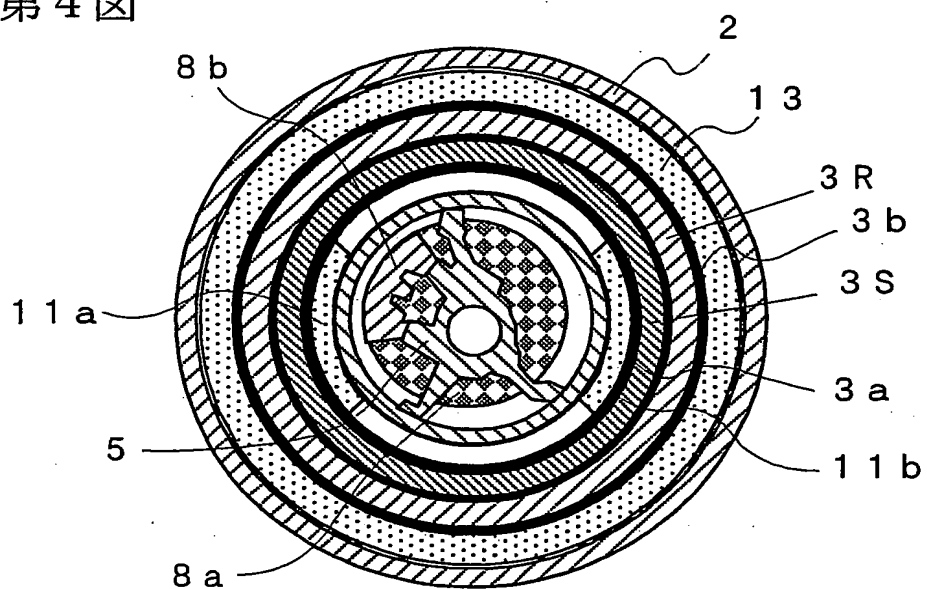


44. 上記モータをアウターロータ型モータとしたことを特徴とする請求の範囲7～請求の範囲43のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
45. 上記モータをインナーロータ型モータとしたことを特徴とする請求の範囲7～請求の範囲43のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
46. 車輪部に電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合わせたギヤードモータとし、このギヤードモータの非回転側ケースと車輛の足回り部品であるナックルとを、緩衝部材を介して結合するとともに、減速機出力軸とホイールとを、自在継手を有するシャフトにより連結したことを特徴とするインホイールモータシステム。
47. 上記非回転側ケースとナックルとの間に、上記モータを上下方向に案内する直動ガイドを設けたことを特徴とする請求の範囲46に記載のインホイールモータシステム。
48. 中空形状のアウターロータ型モータのステータを支持する非回転側ケースを、車輛の足回り部品であるナックルに結合させ、ロータを支持する回転側ケースをホイールに結合させるとともに、モータの内側にホイール支持機構を備えたことを特徴とする請求の範囲46に記載のインホイールモータシステム。
49. 請求の範囲48に記載のインホイールモータシステムにおいて、回転側ケースをホイールに内接させるとともに、上記ナックルと上記ホイールの回転軸に連結されるハブ部とを、上記中空状のモータの内側に設けられたハブベアリングを介して結合させて、上記ホイールを支持するようにしたものである。
50. 上記回転側ケースを弾性体を介してホイールに結合させたことを特徴とする請求の範囲48または請求の範囲49に記載のインホイールモータシステム。
51. 上記弾性体を構成する材料の縦弾性係数を1MPa～120MPaとしたことを特徴とする請求の範囲50に記載のインホイールモータシステム

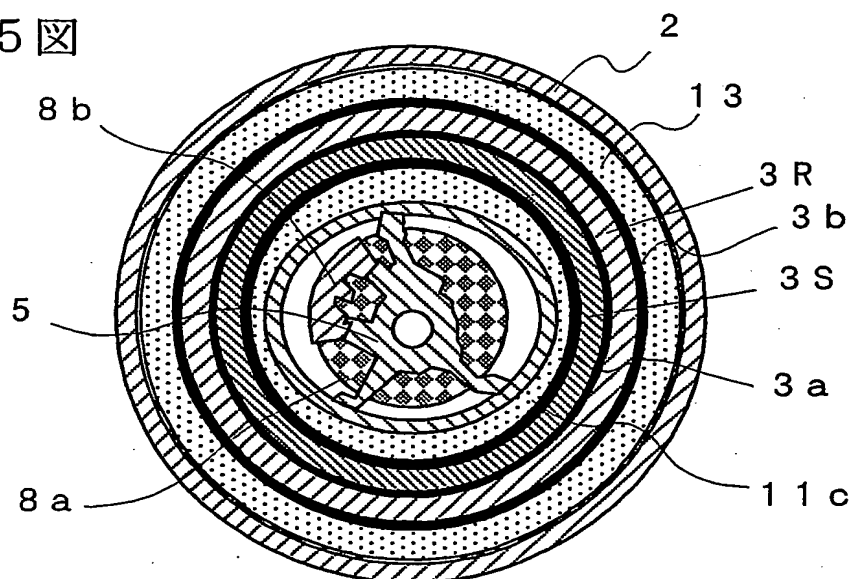


3/65

第4図

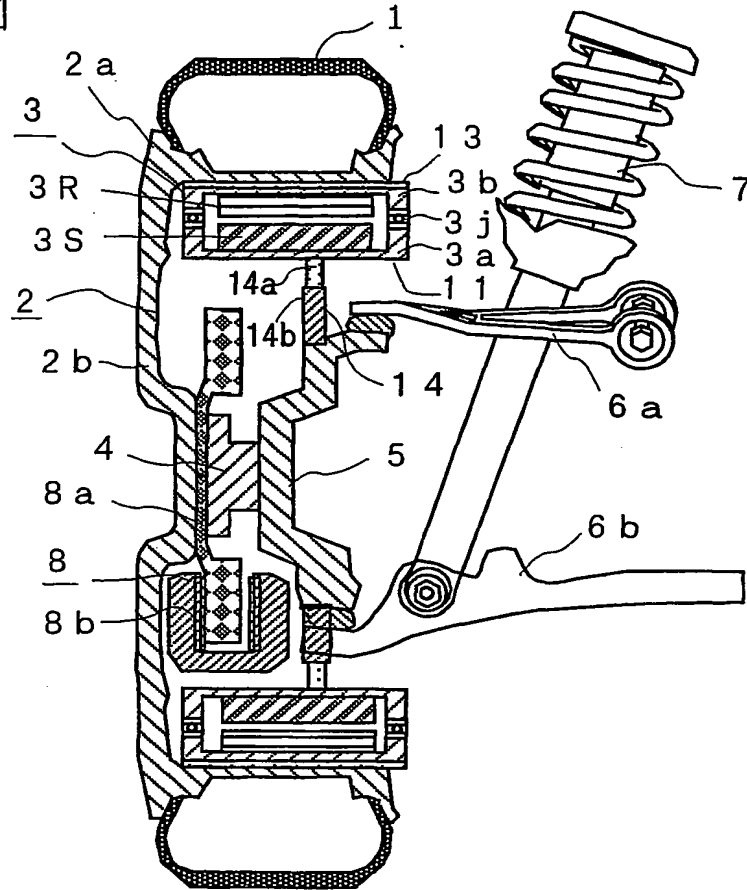


第5図

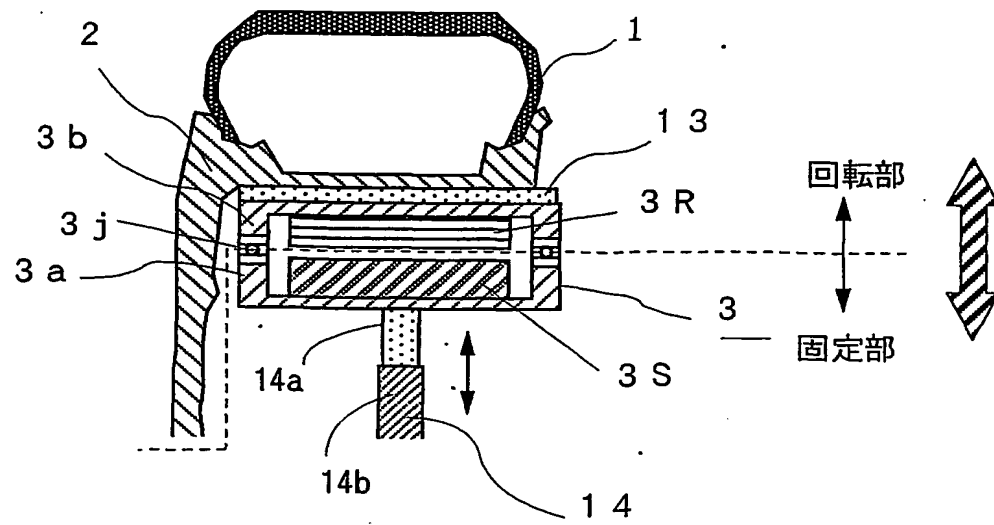


5/65

第7図

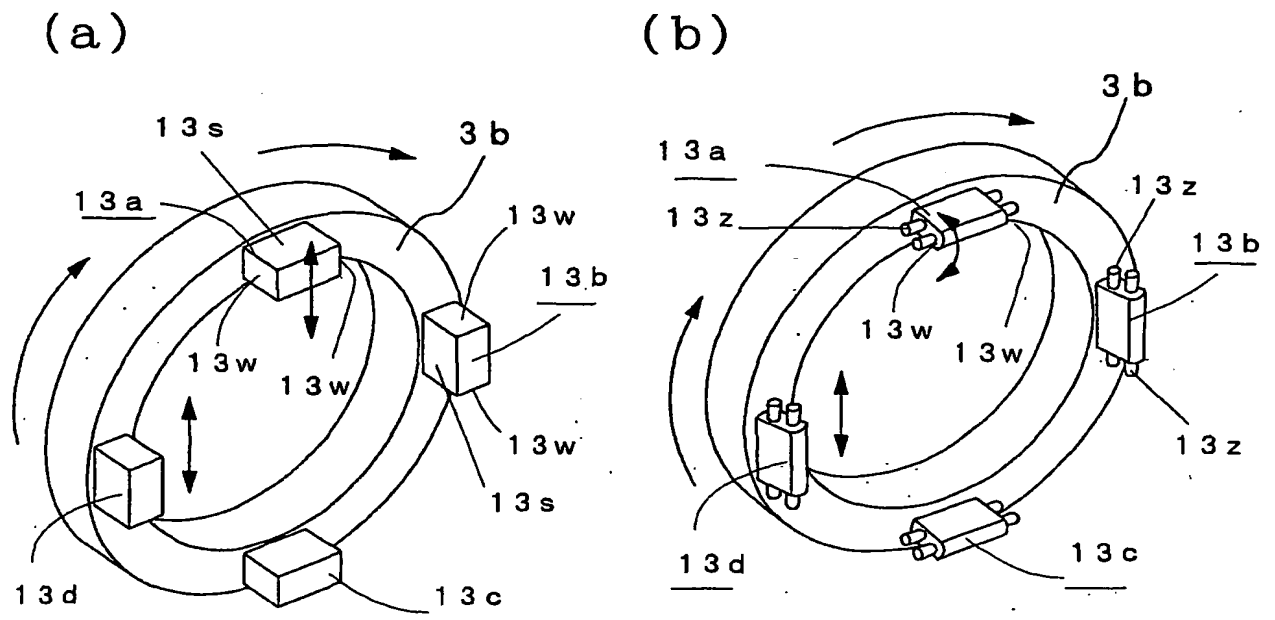


第8図

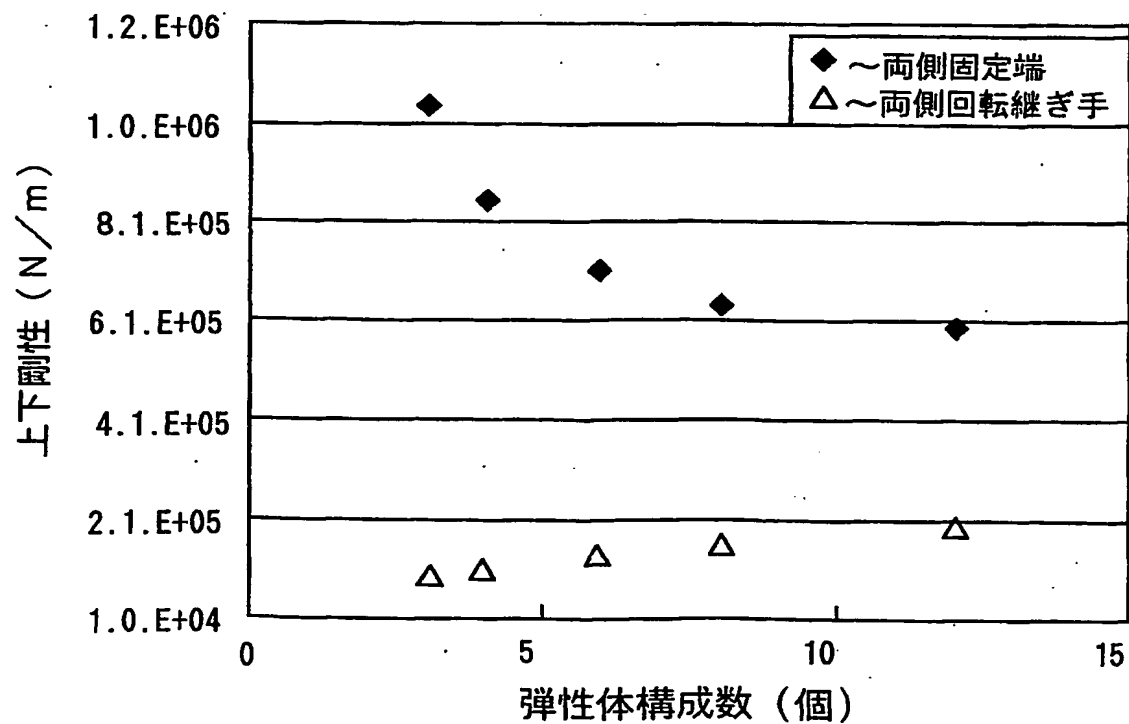


7/65

## 第11図

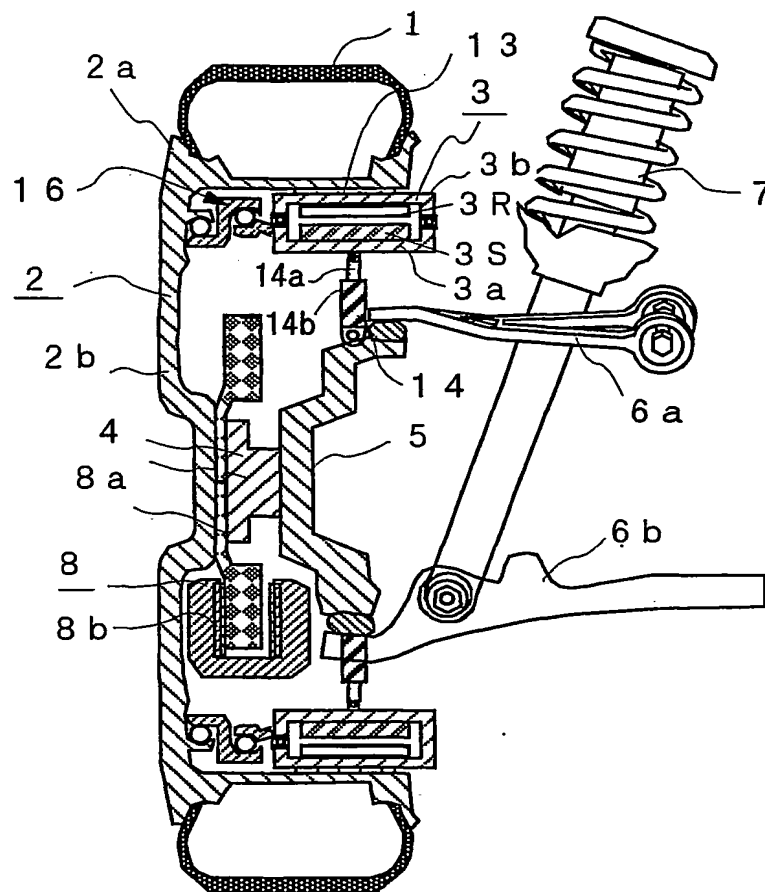


## 第12図

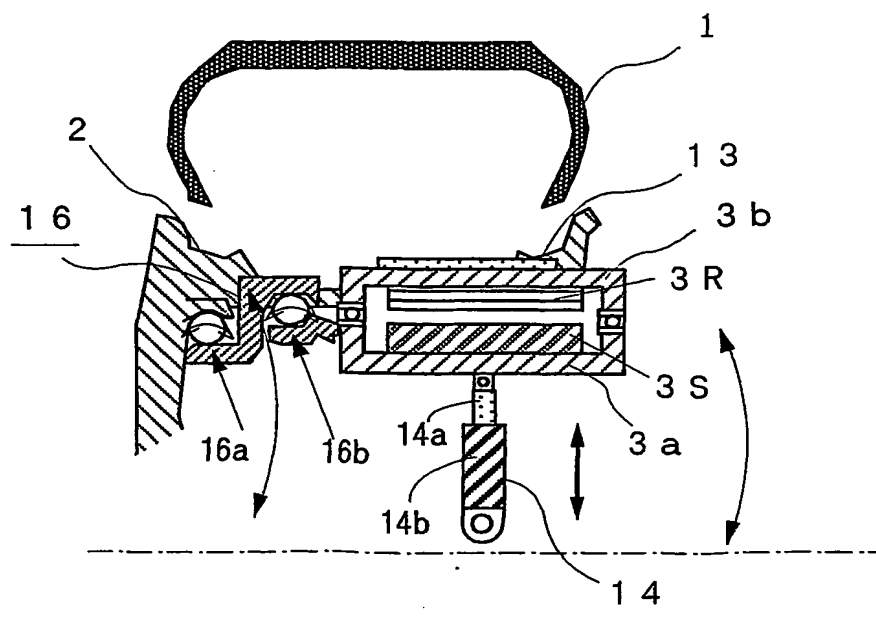


9/65

第 1 4 図

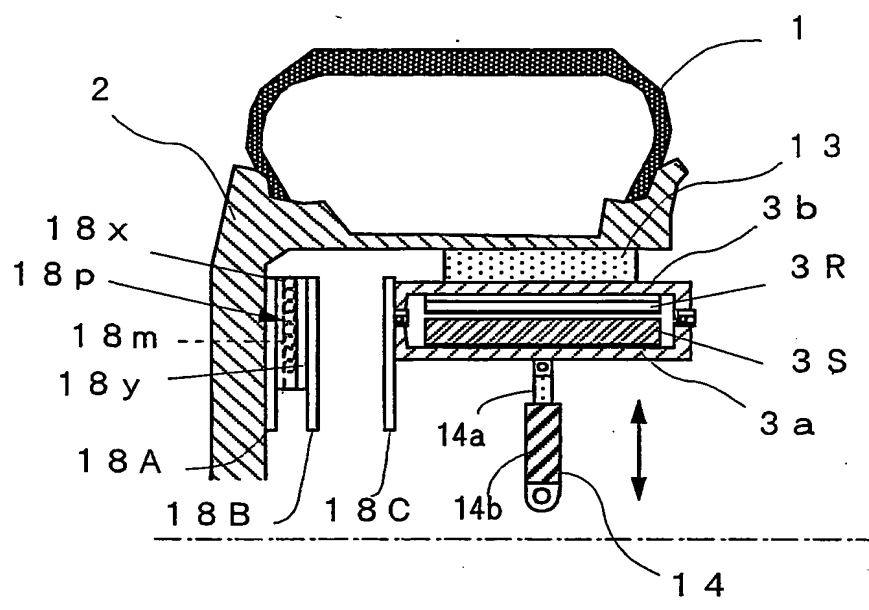


第 1 5 図



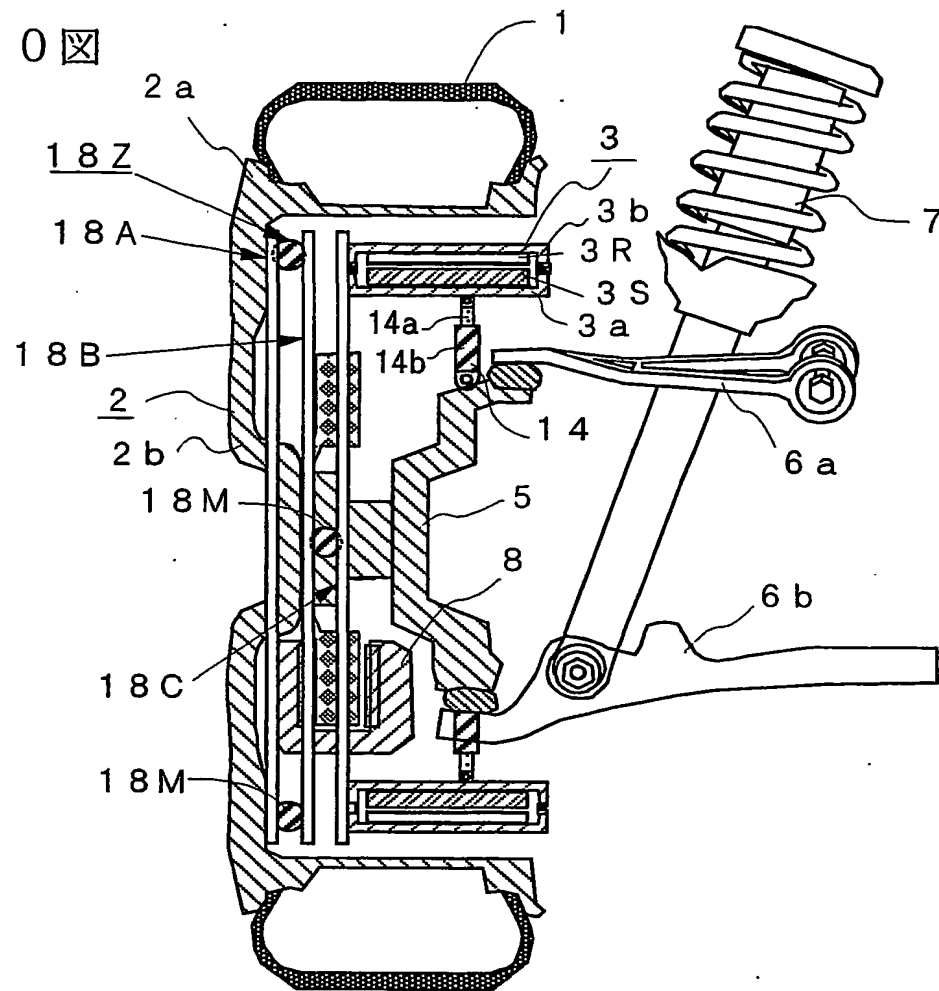
11/65

第17図

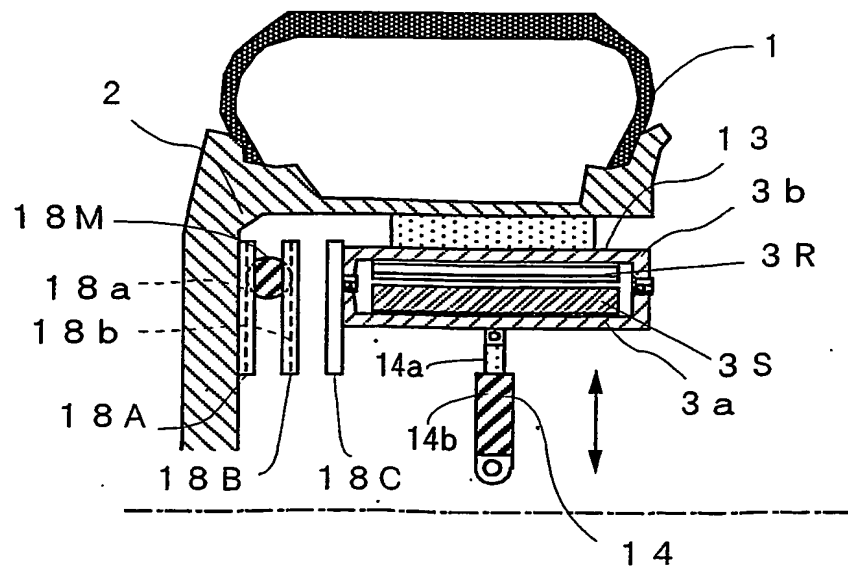


13/65

第20図



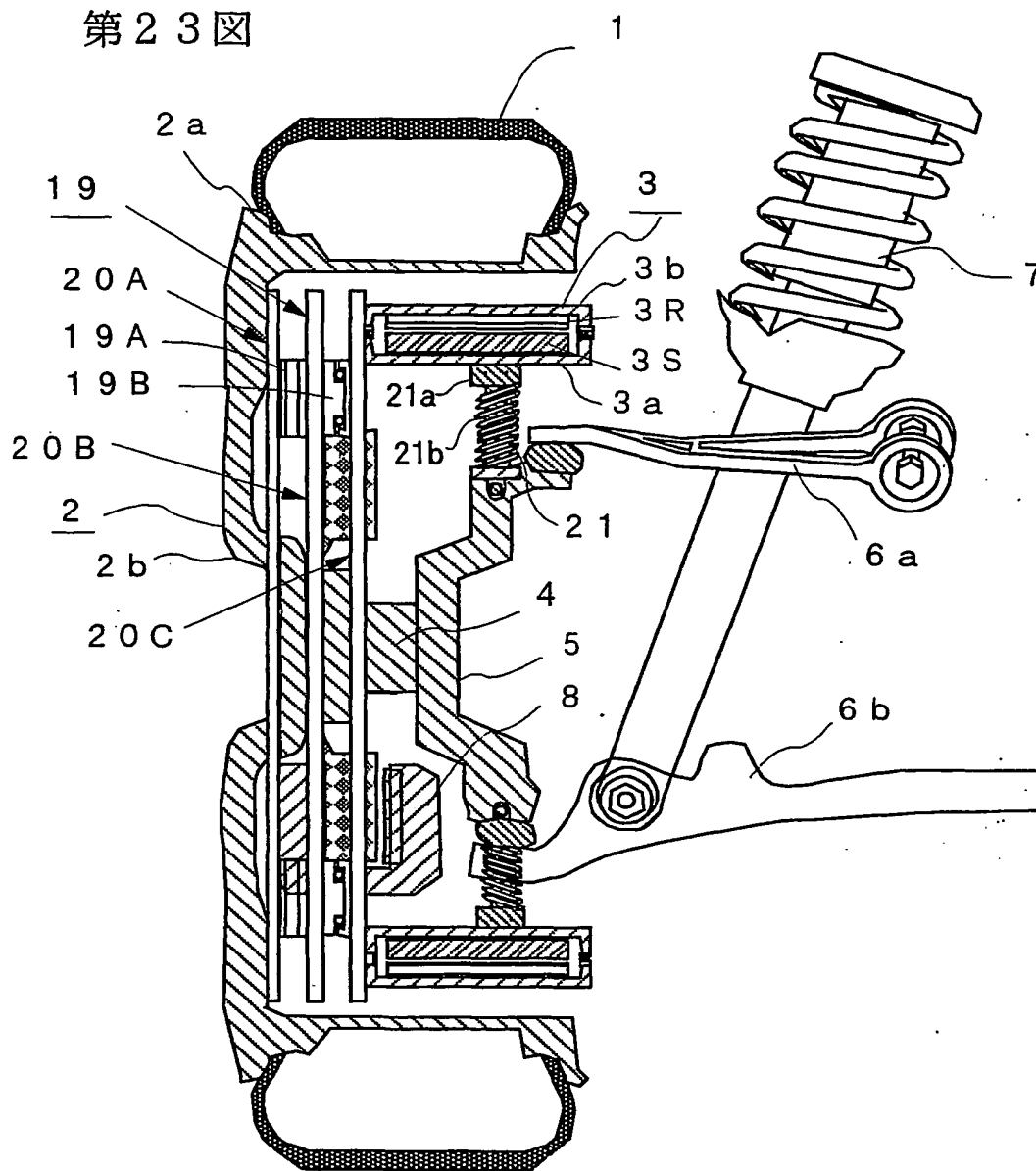
第21図





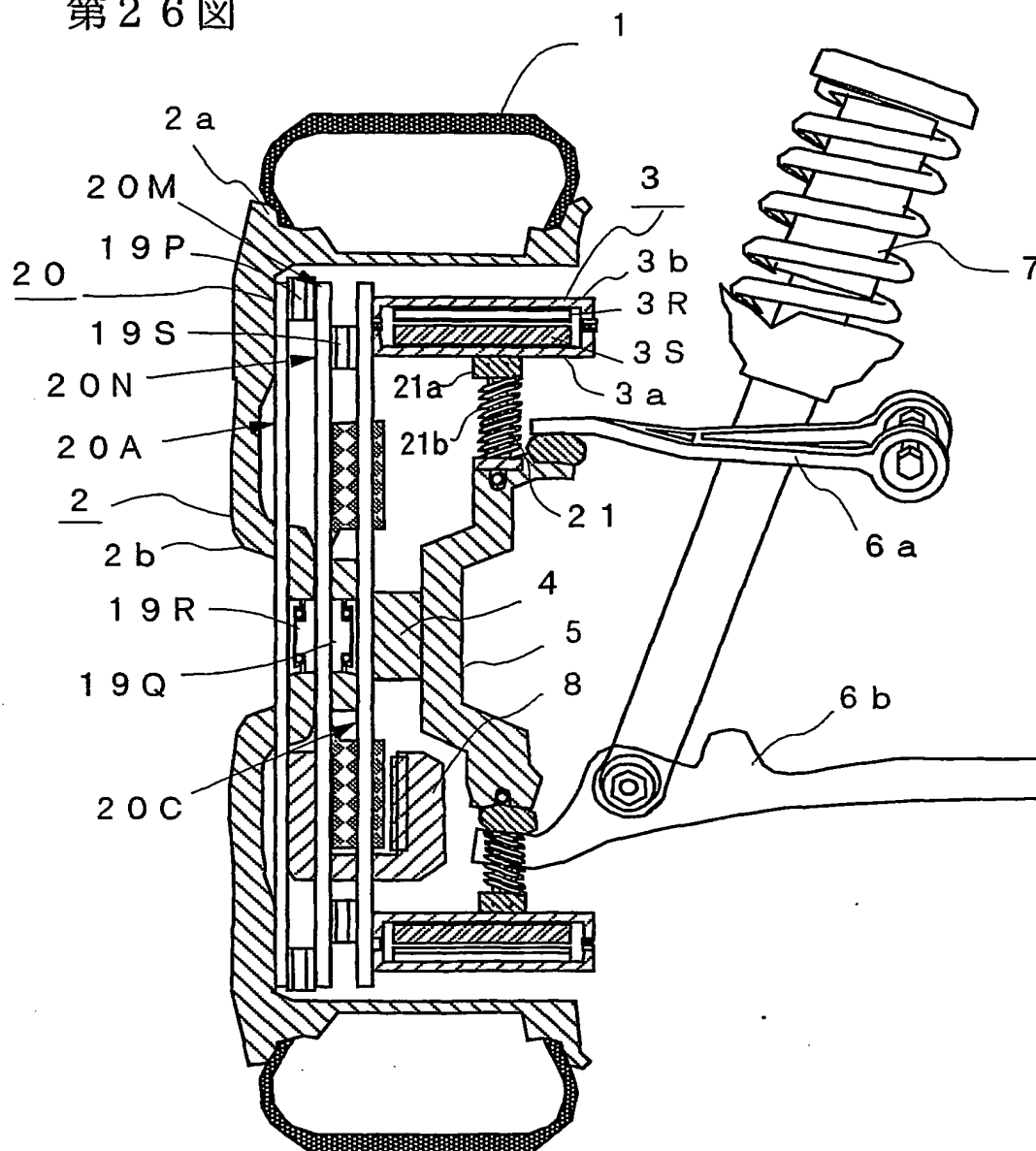
15/65

第23図

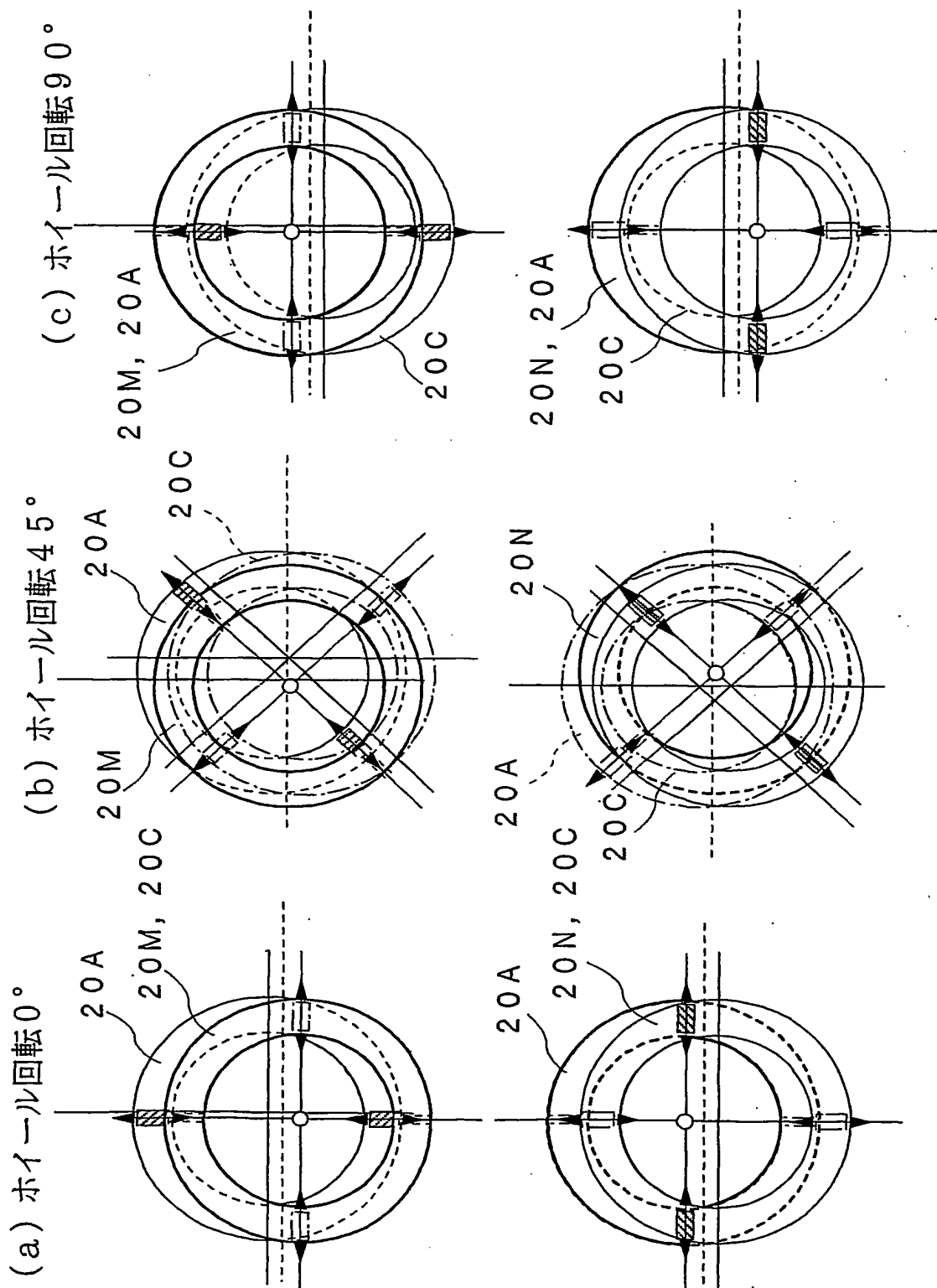


17/65

第26図



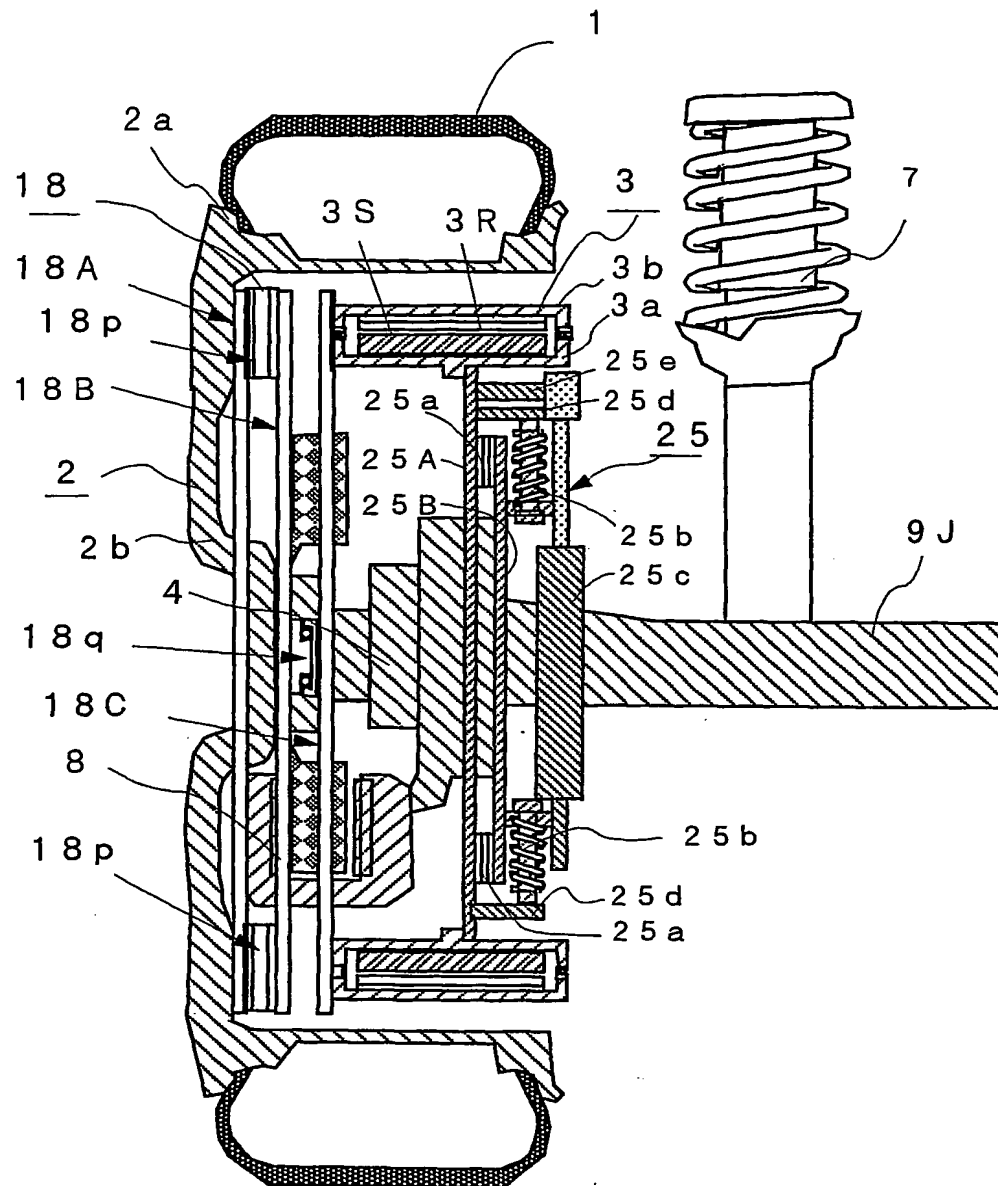
第28図





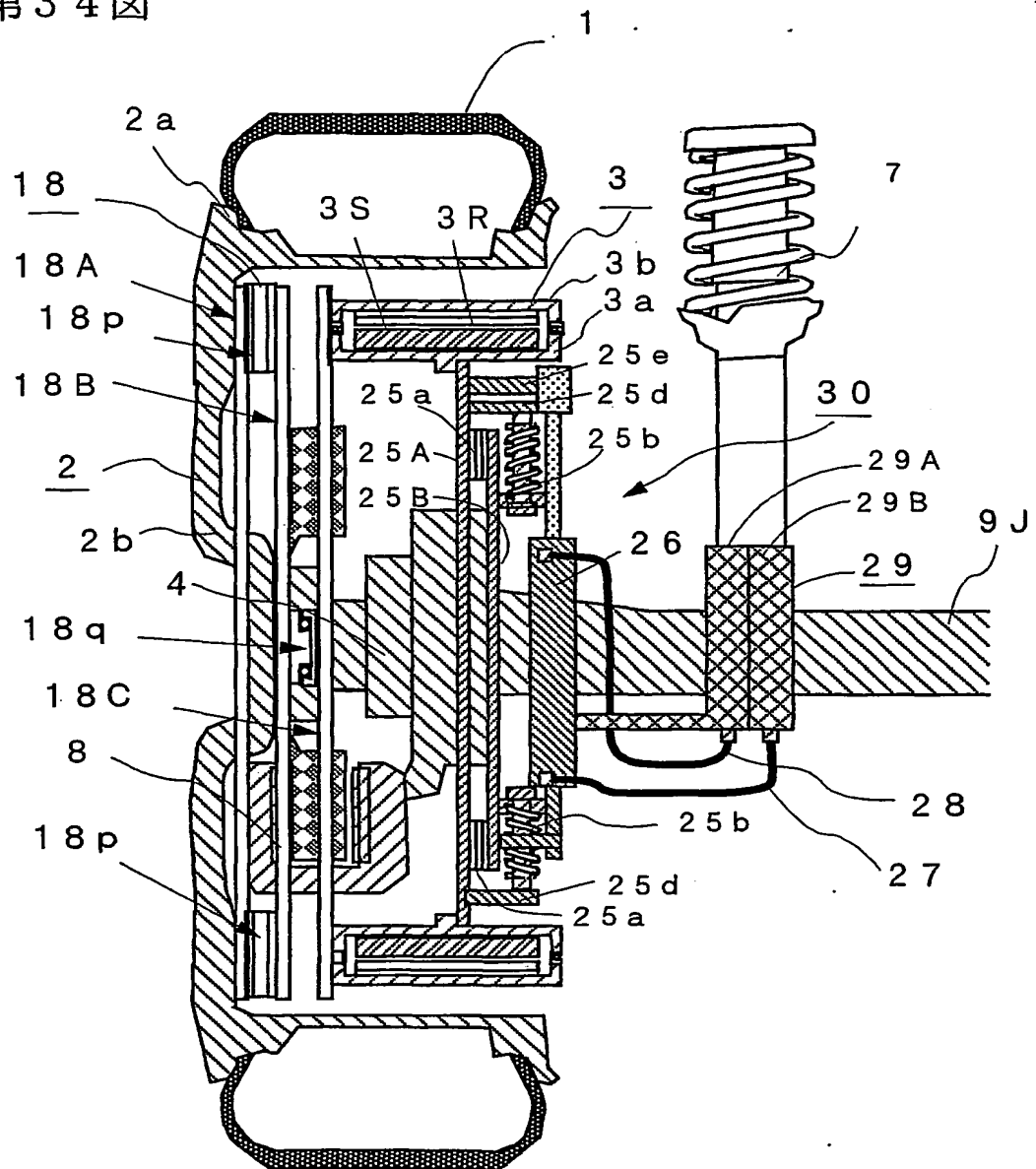
23/65

第32図



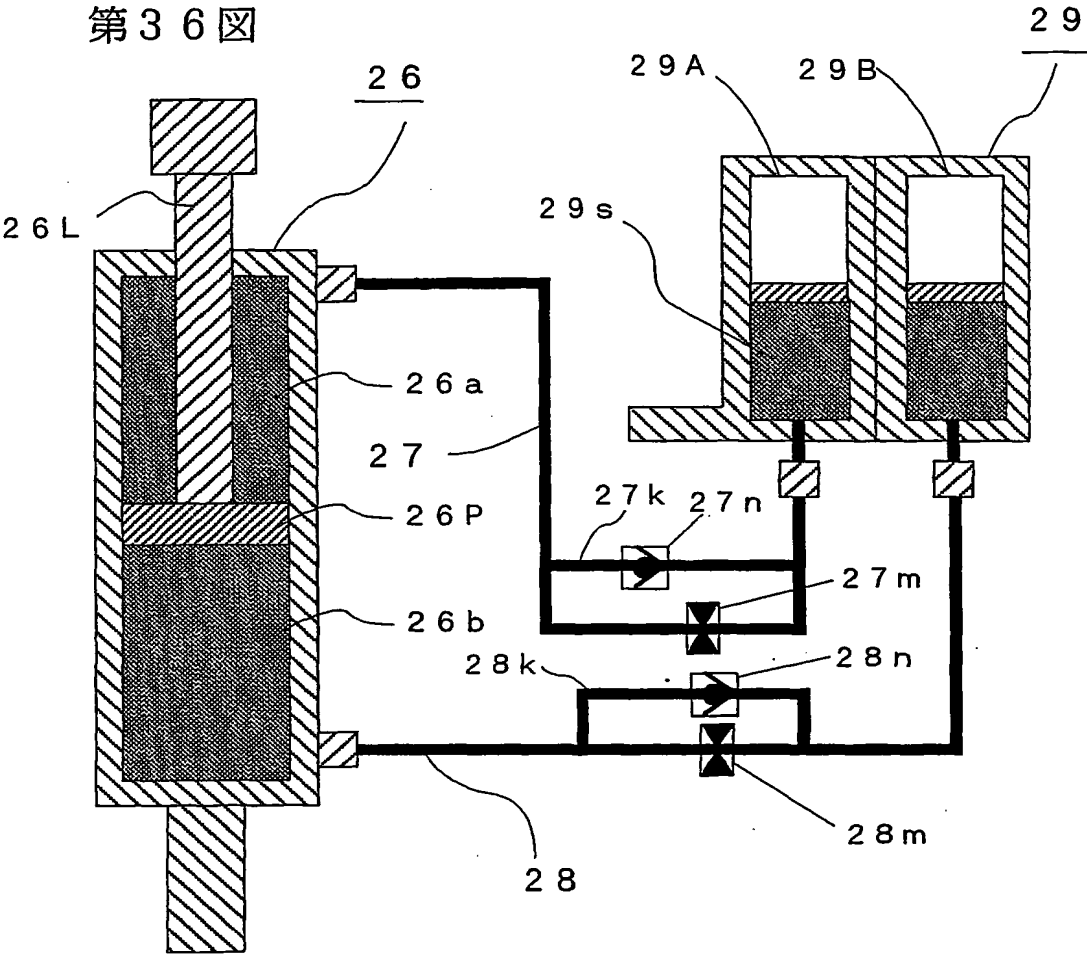
25/65

第34図



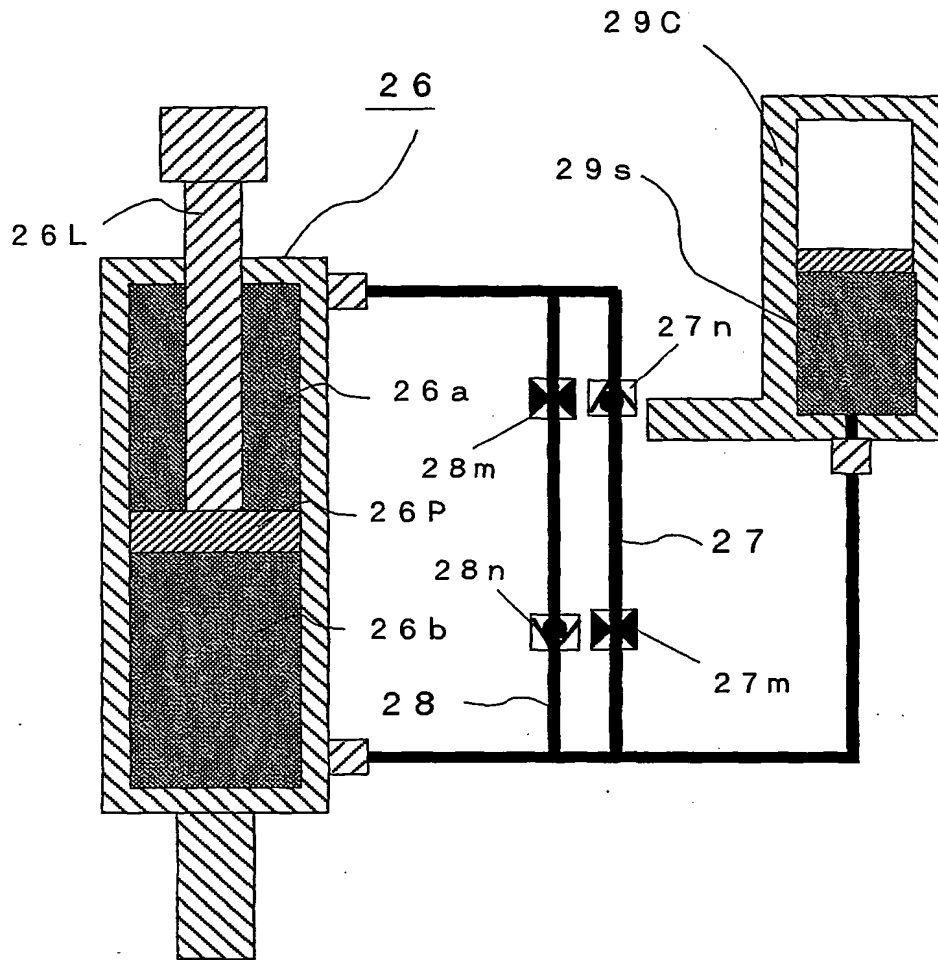
27/65

第36図



29/65

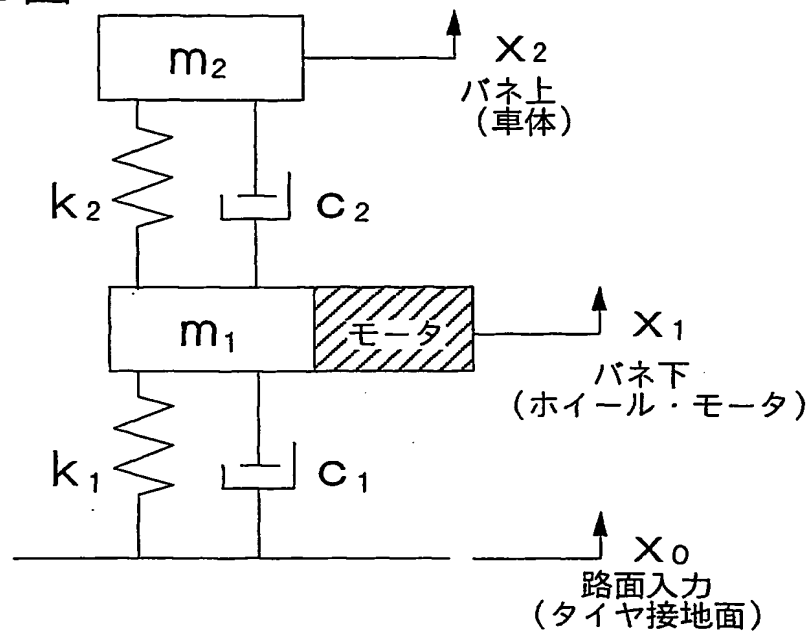
第38図



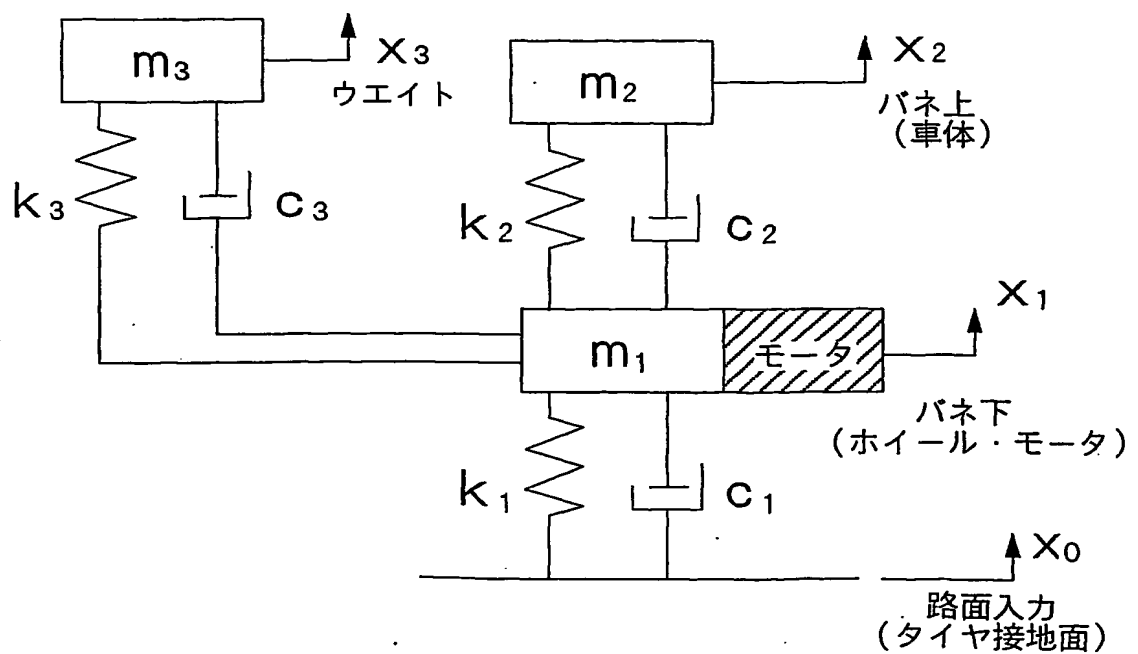


31/65

第41図



第42図



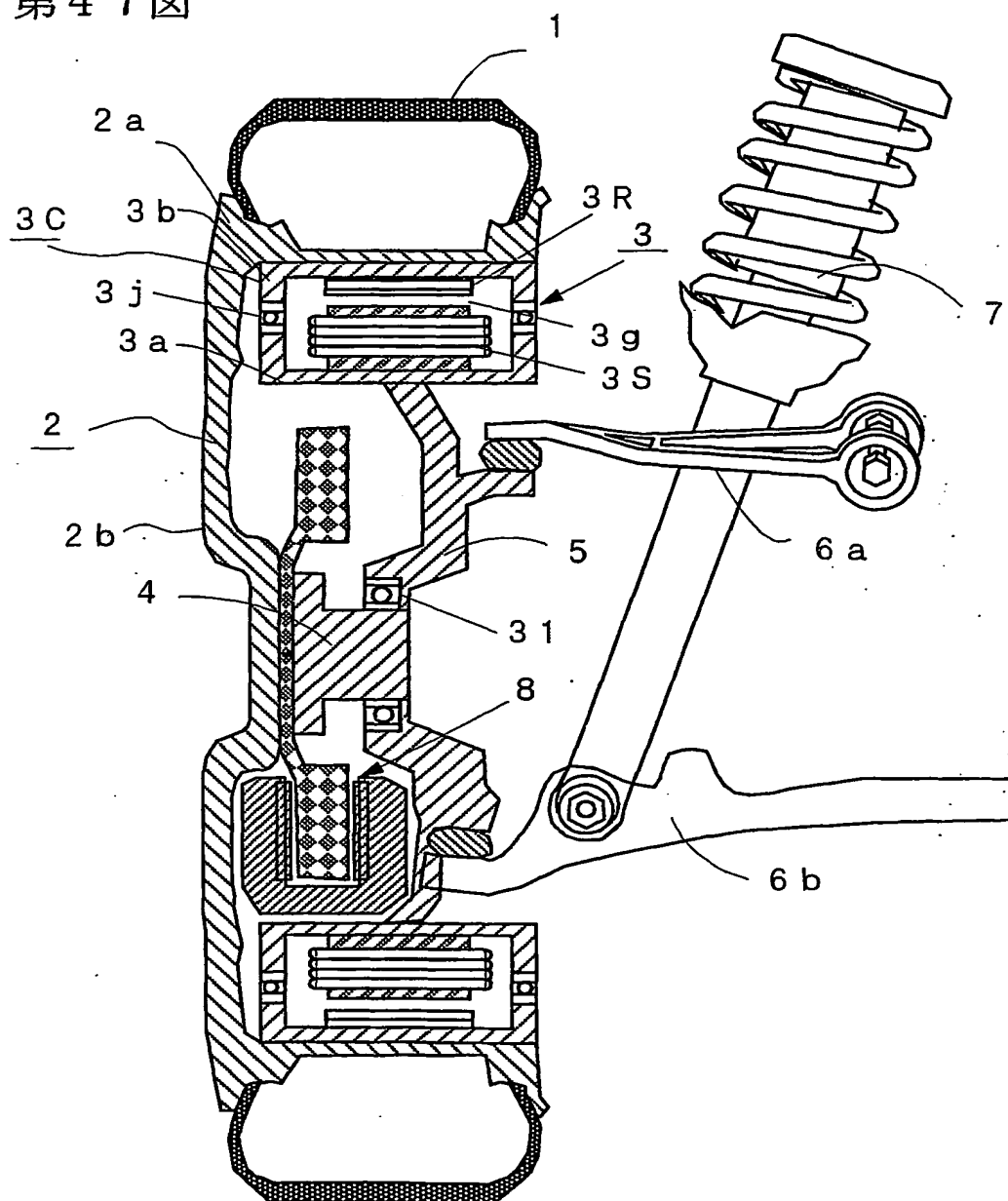
33 / 65

## 第4.4図

	比較例1-1	比較例1-2	比較例1-3	実施例1-1	実施例1-2	実施例1-3	実施例1-4
モータ装着部	—	m <sub>2</sub>	m <sub>2</sub>	m <sub>3</sub>	m <sub>3</sub>	m <sub>3</sub>	m <sub>3</sub>
モータ重量	—	重	重	重	軽	重	重
足回り重量	重	重	重	重	軽	重	軽
ダイナミックダンパー ウエイト種	—	—	通常 ウエイト	モータ	モータ	モータ	モータ
モータW (kg)～1輪	0	25	25	25	15	25	25
足回りW (kg)～1輪	40	40	40	40	24	40	24
ダイナミックダンパー ウエイトW(kg)～1輪	0	0	25	25	15	25	25
m <sub>1</sub> (kg) ～2輪	80	130	80	80	48	80	48
m <sub>2</sub> (kg) ～2輪	470	420	420	420	420	420	420
m <sub>3</sub> (kg) ～2輪	—	—	50	50	30	50	50
k <sub>1</sub> (N/m) ～2輪	400000	400000	400000	400000	400000	400000	400000
k <sub>2</sub> (N/m) ～2輪	80000	80000	80000	80000	80000	80000	80000
k <sub>3</sub> (N/m) ～2輪	—	—	80000	80000	80000	60000	60000
c <sub>1</sub> (N・s/m)～2輪	100	100	100	100	100	100	100
c <sub>2</sub> (N・s/m)～2輪	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000
c <sub>3</sub> (N・s/m)～2輪	—	—	1000	1000	1000	1000	1000

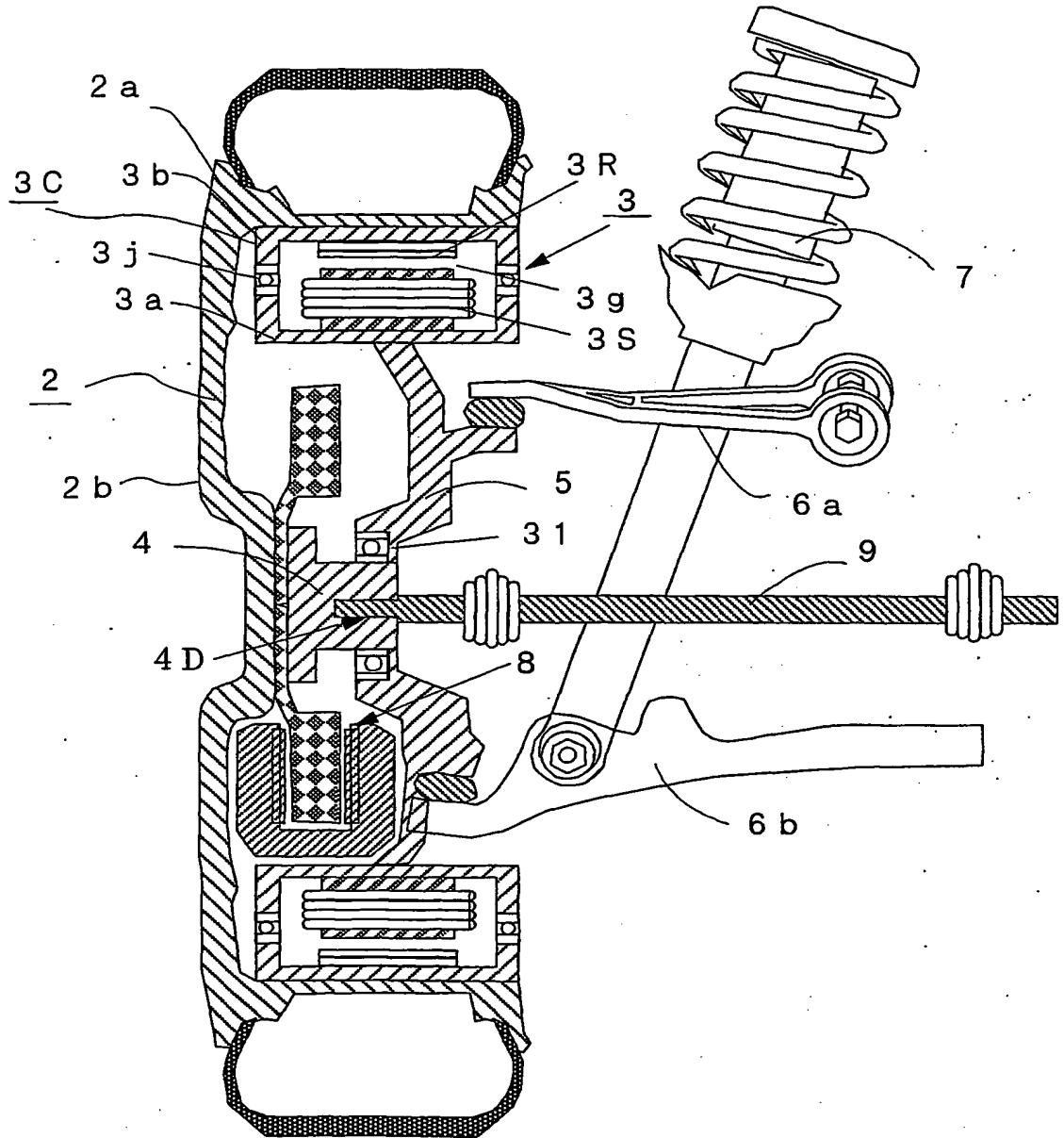
35/65

第47図



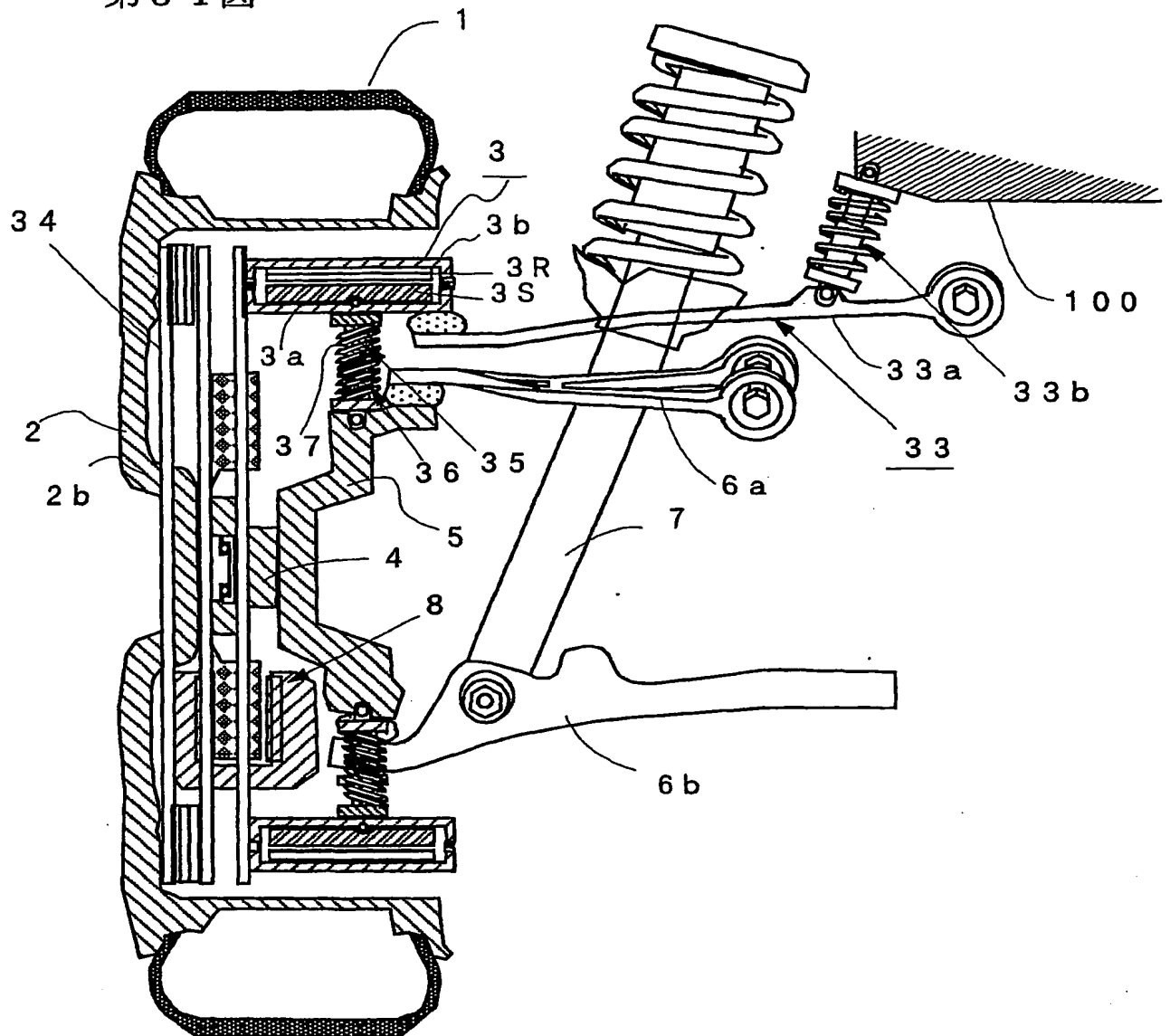
37/65

第49図



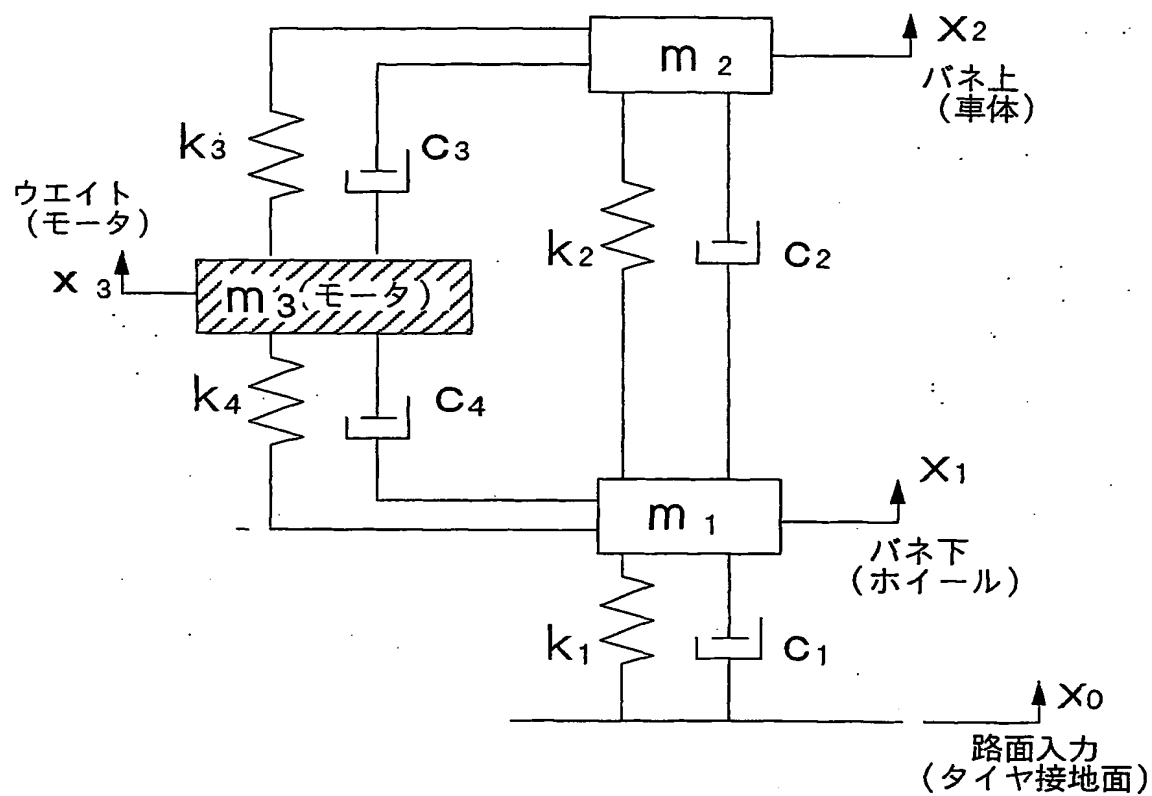
39/65

第51図



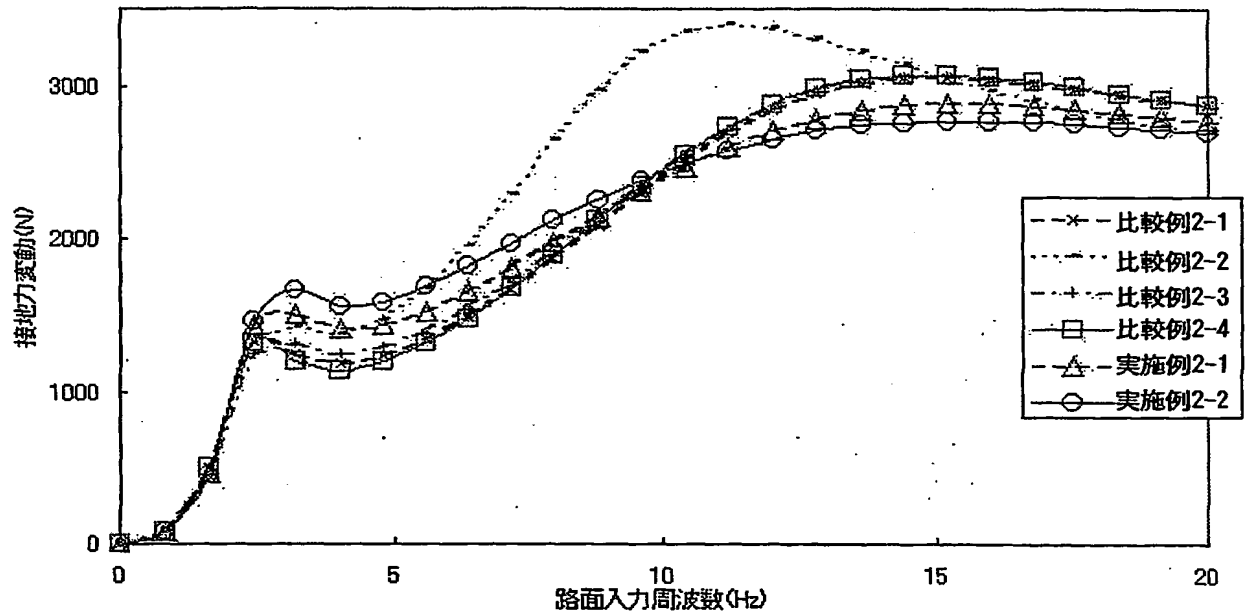
41/65

## 第54図



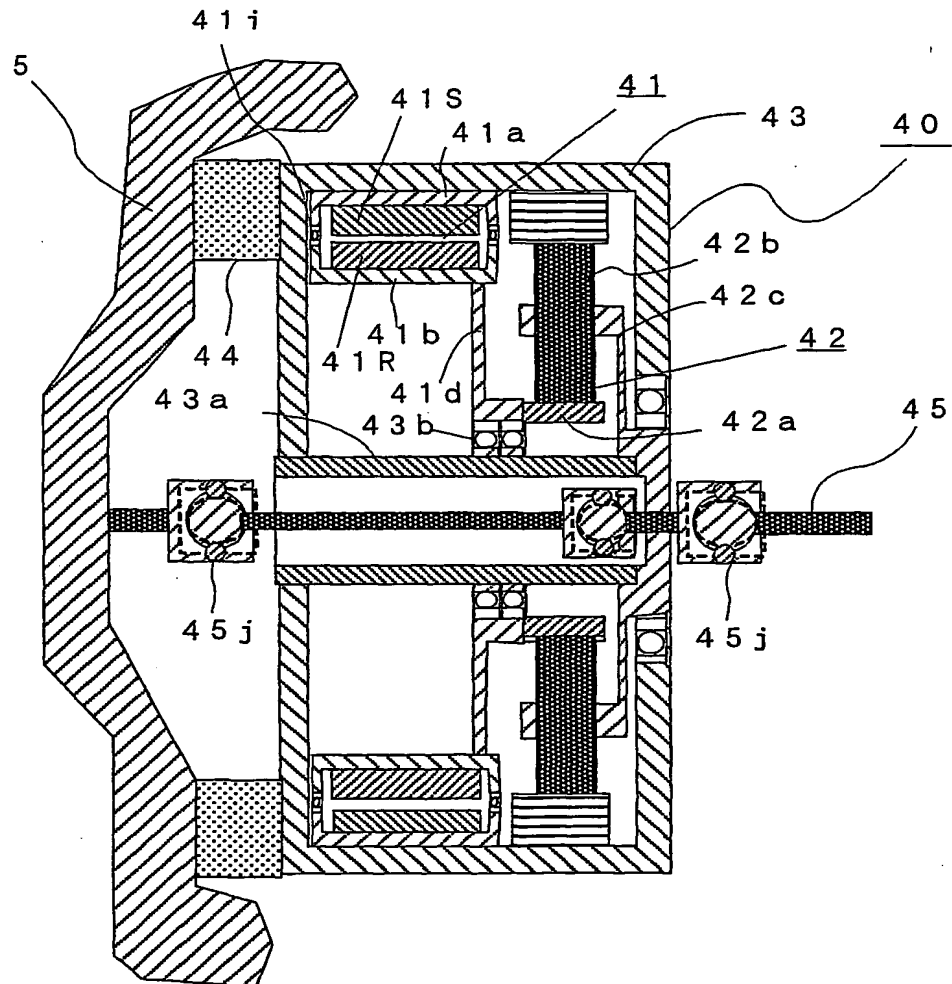
43/65

## 第56図



45/65

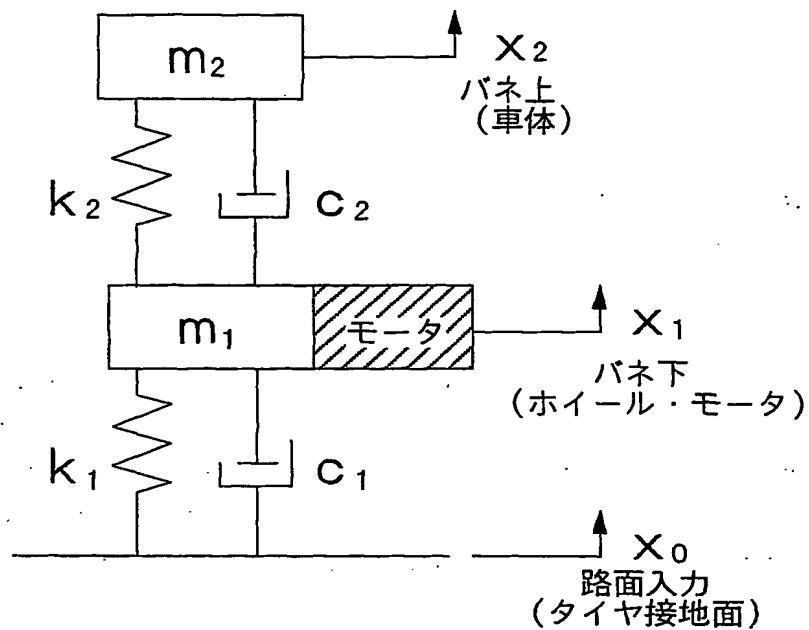
第58図



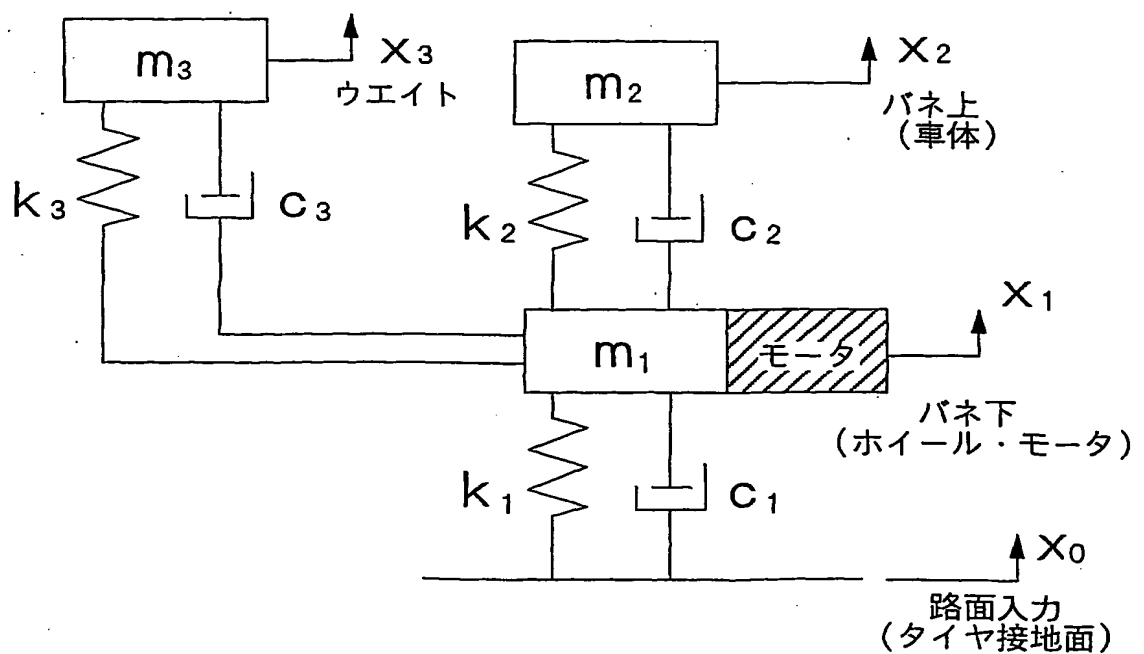


47/65

第60図



第61図



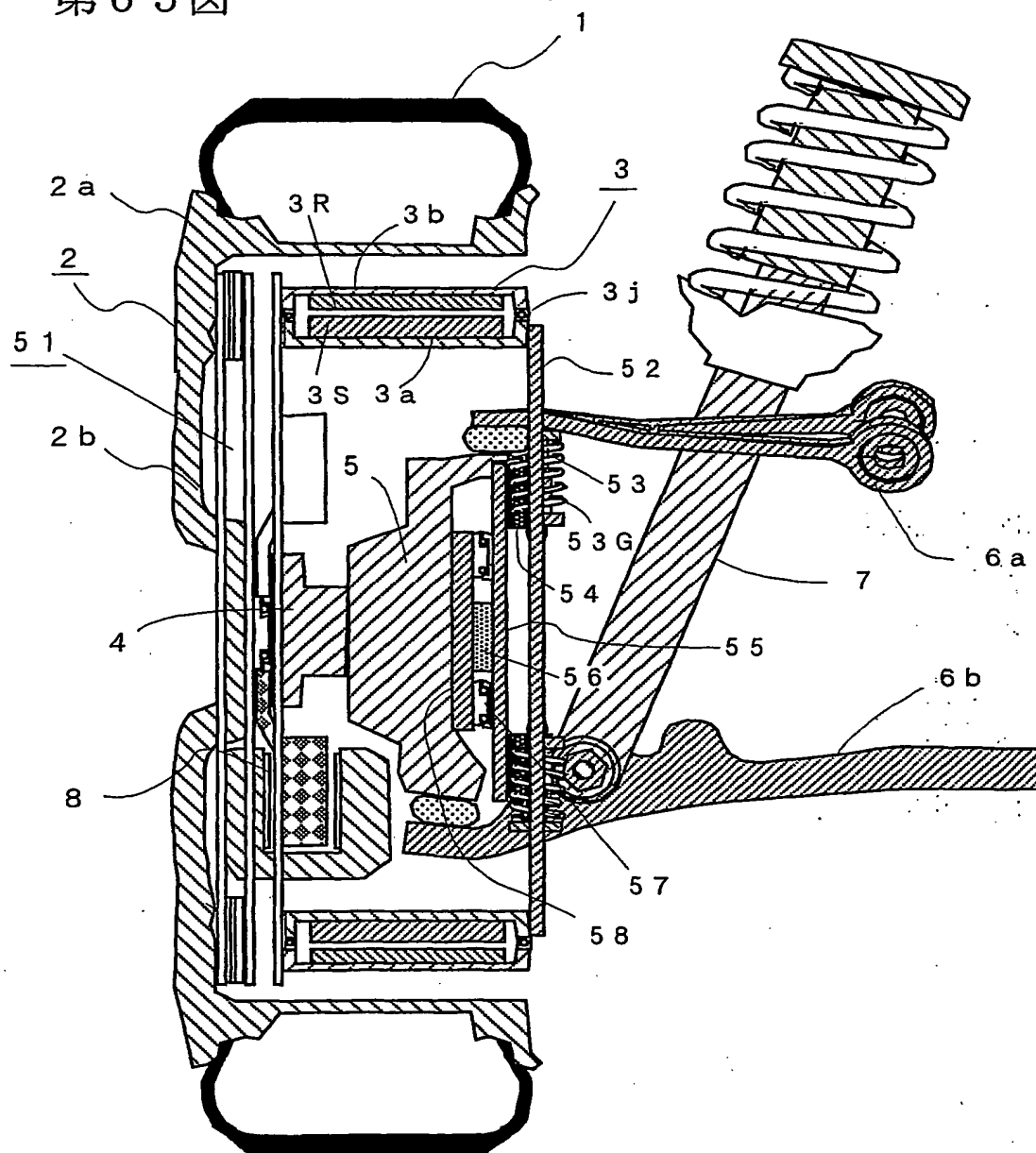
49 / 65

## 第63図

	比較例3-1	比較例3-2	比較例3-3	実施例3-1	実施例3-2	実施例3-3	実施例3-4
モータ装着部	—	$m_1$	$m_1$	$m_3$	$m_3$	$m_3$	$m_3$
モータ重量	—	重	重	重	軽	重	重
足回り重量	重	重	重	重	軽	重	軽
ダイナミックダンパー	—	—	通常ウエイト	モータ	モータ	モータ	モータ
モータ(kg)	—	25	25	25	15	25	25
足回り(kg)	40	40	40	40	24	40	24
ダンパーウエイト(kg)	0	0	25	25	15	25	25
$m_1$ (kg)	80	130	80	80	48	80	48
$m_2$ (kg)	470	420	420	420	420	420	420
$m_3$ (kg)	—	—	50	50	30	50	50
$k_1$ (N/m)	400000	400000	400000	400000	400000	400000	400000
$k_2$ (N/m)	80000	80000	80000	80000	80000	80000	80000
$k_3$ (N/m)	—	—	80000	80000	80000	60000	60000
$c_1$ (N·s/m)	100	100	100	100	100	100	100
$c_2$ (N·s/m)	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000
$c_3$ (N·s/m)	—	—	1000	1000	1000	1000	1000

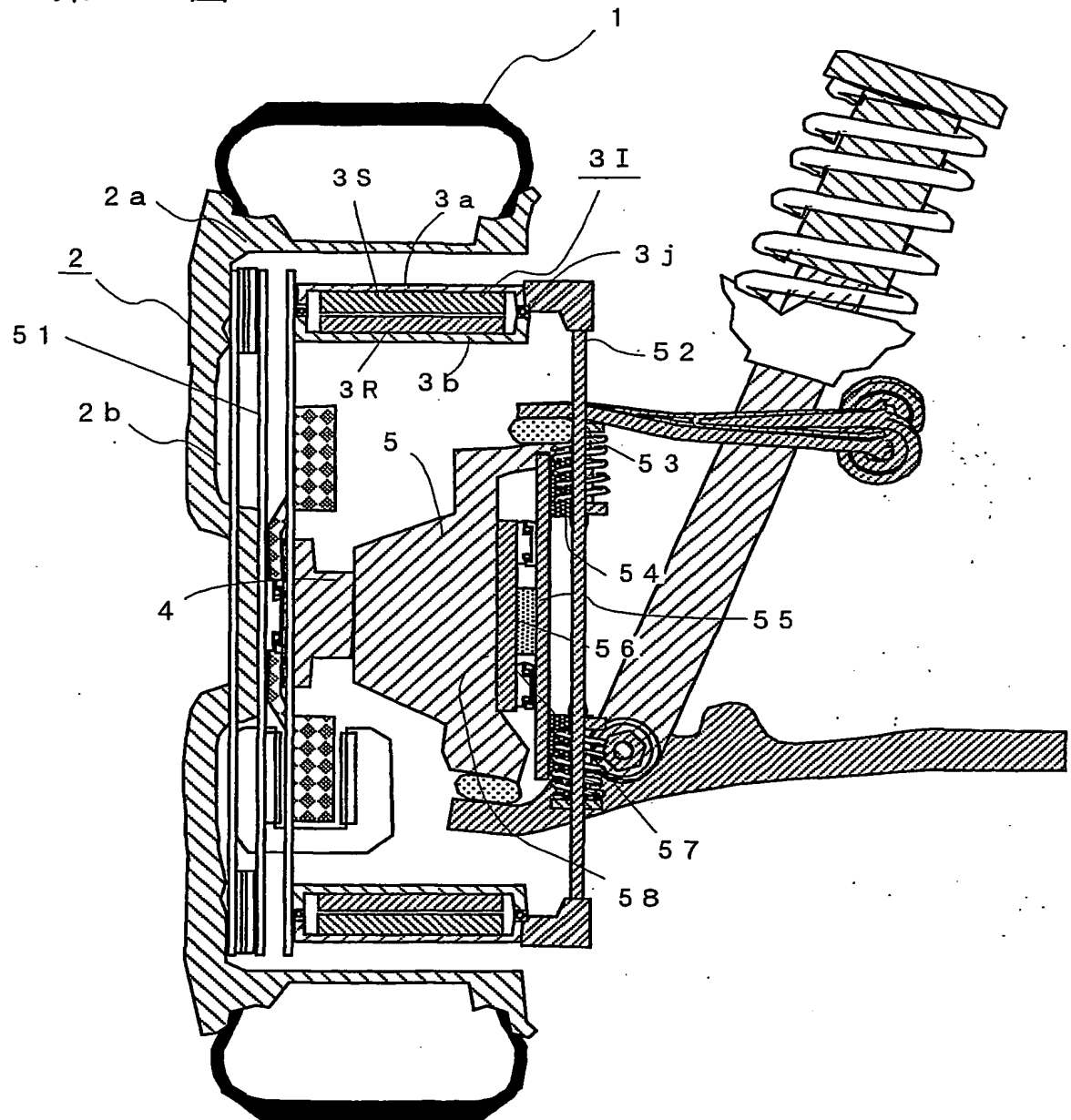
51/65

第65図



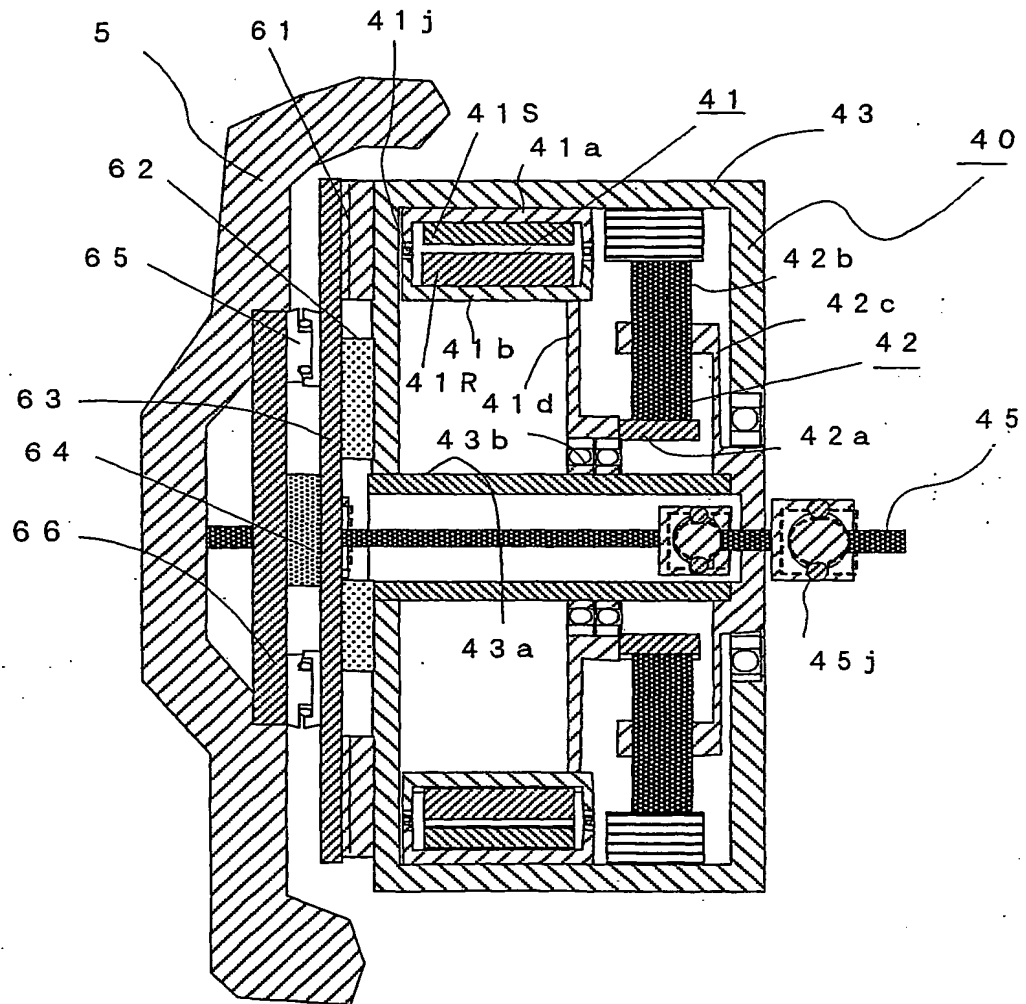
53/65

第 67 図



55/65

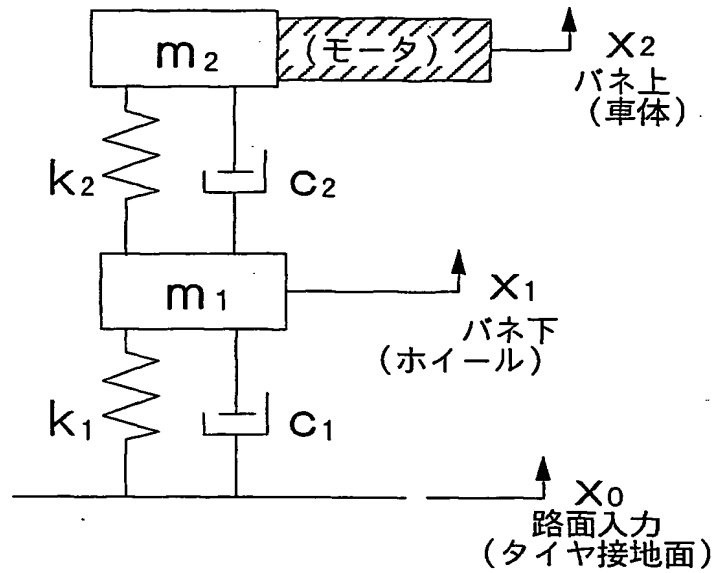
第69図



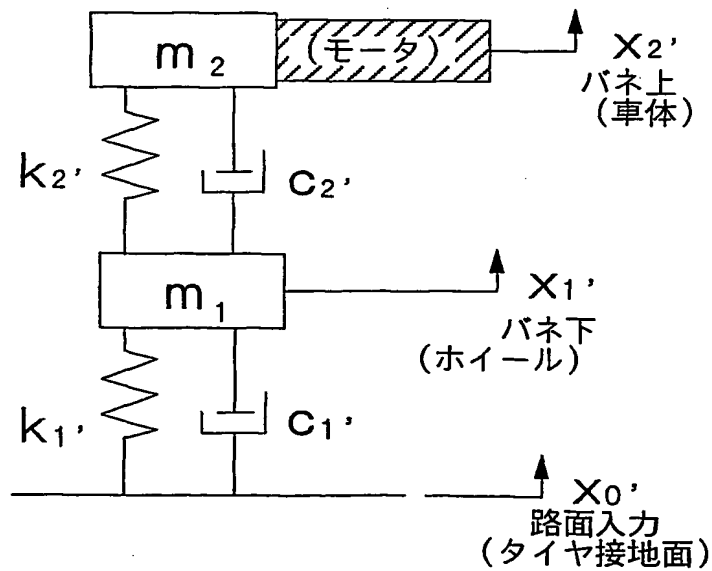
57/65

## 第7.1図

(a)



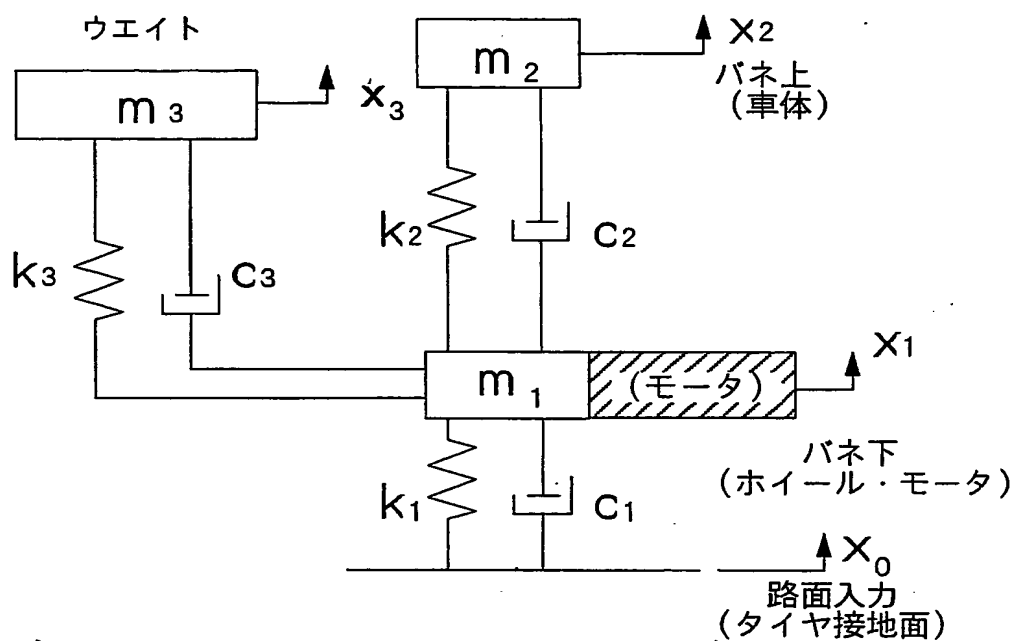
(b)



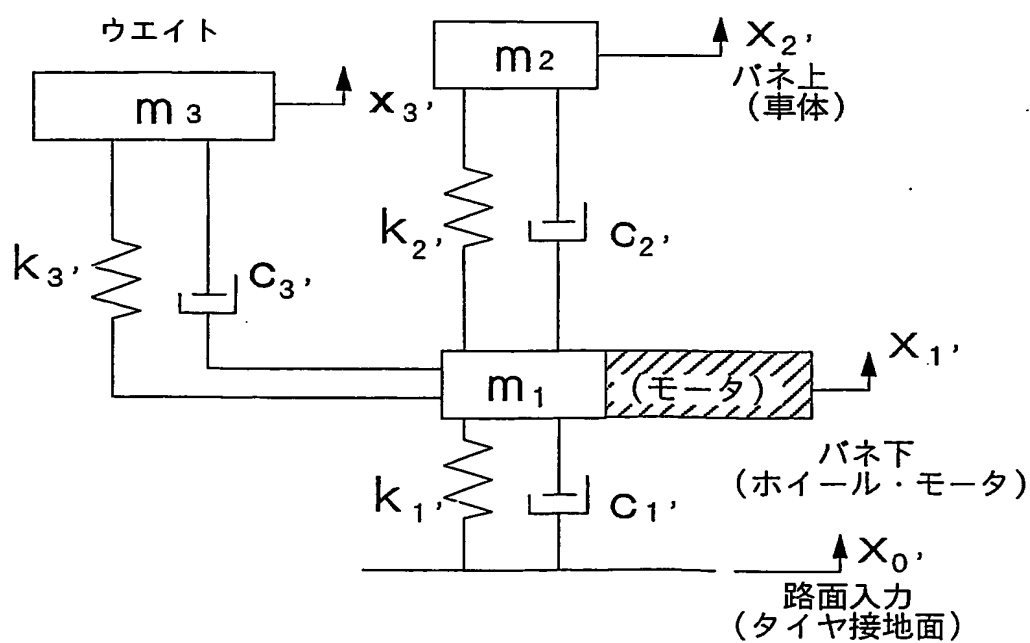
59/65

## 第73図

(a)



(b)



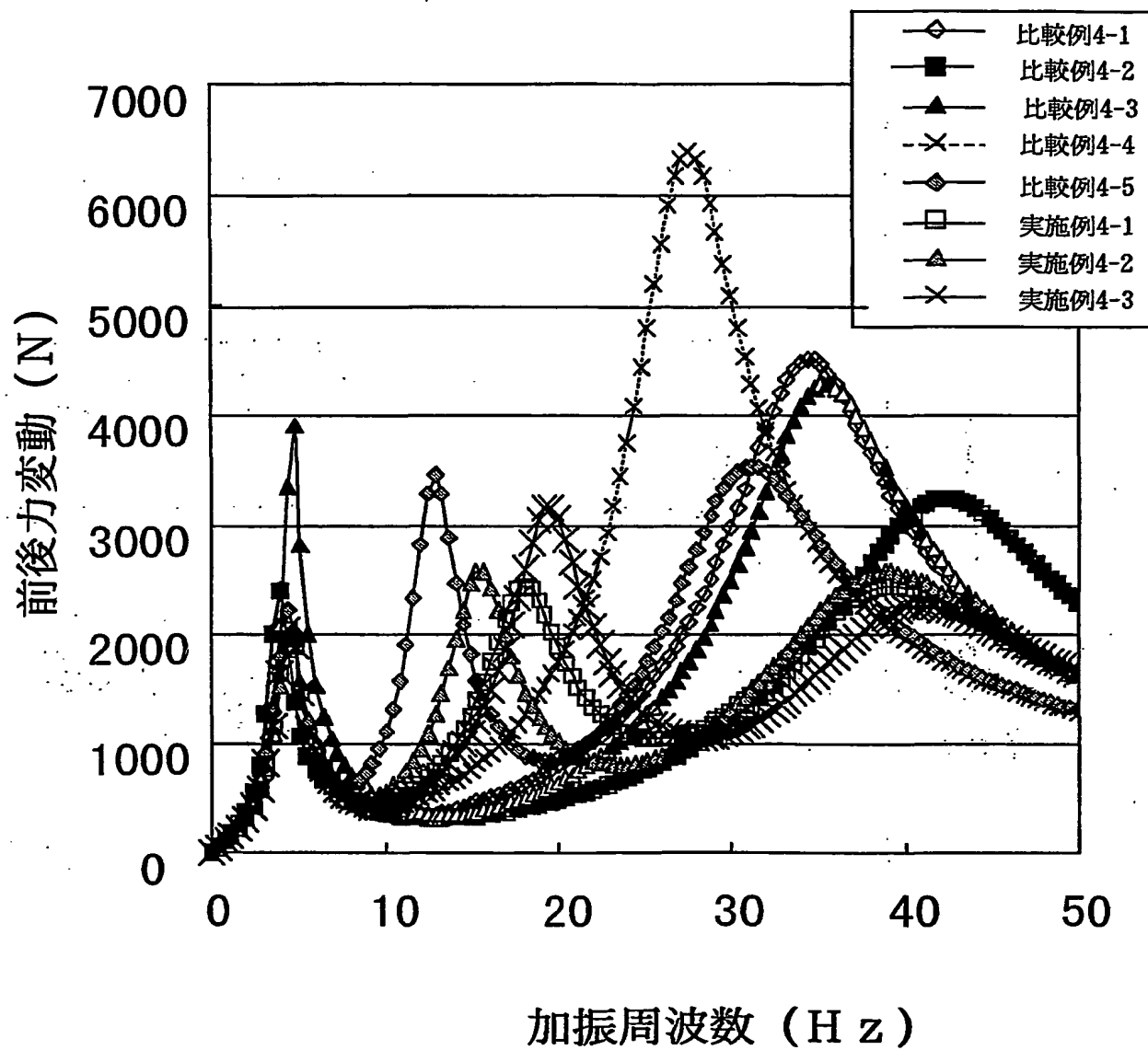
61/65

## 第75図

	比較例4-1 通常EV1	比較例4-2 通常EV2	比較例4-3 通常EV3	比較例4-4 従来IWM	比較例4-5 ダイナミックダンパー	実施例4-1 発明IWM1	実施例4-2 発明IWM2	実施例4-3 発明IWM3
バネ下質量 $m_1$ (kg)	45	30	45	70	70	45	45	45
バネ上質量 $m_2$ (kg)	300	300	300	230	230	230	220	230
ダイナミックダンパー $m_3$ (kg)	—	—	—	—	50	25	35	25
タイヤ縦バネ $k_1$ (N/m)	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000
サス上下剛性 $k_2$ (N/m)	27000	27000	27000	27000	27000	27000	27000	27000
モータ上下支持バネ剛性 $k_3$ (N/m)	—	—	—	—	40000	40000	40000	60000
タイヤ上下減衰 $c_1$ (N·s/m)	50	50	50	50	50	50	50	50
サス上下減衰 $c_2$ (N·s/m)	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
モータ上下支持減衰 $c_3$ (N·s/m)	—	—	—	—	1000	1000	1000	1000
タイヤ前後バネ $k_1'$ (N/m)	1900000	1900000	1900000	1900000	1900000	1900000	1900000	1900000
サス前後剛性 $k_2'$ (N/m)	200000	200000	300000	200000	200000	200000	200000	200000
モータ前後支持バネ剛性 $k_3'$ (N/m)	—	—	—	—	400000	400000	400000	500000
タイヤ前後減衰 $c_1'$ (N·s/m)	50	50	50	50	50	50	50	50
サス前後減衰 $c_2'$ (N·s/m)	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400
モータ前後支持減衰 $c_3'$ (N·s/m)	—	—	—	—	1000	1000	1000	1000

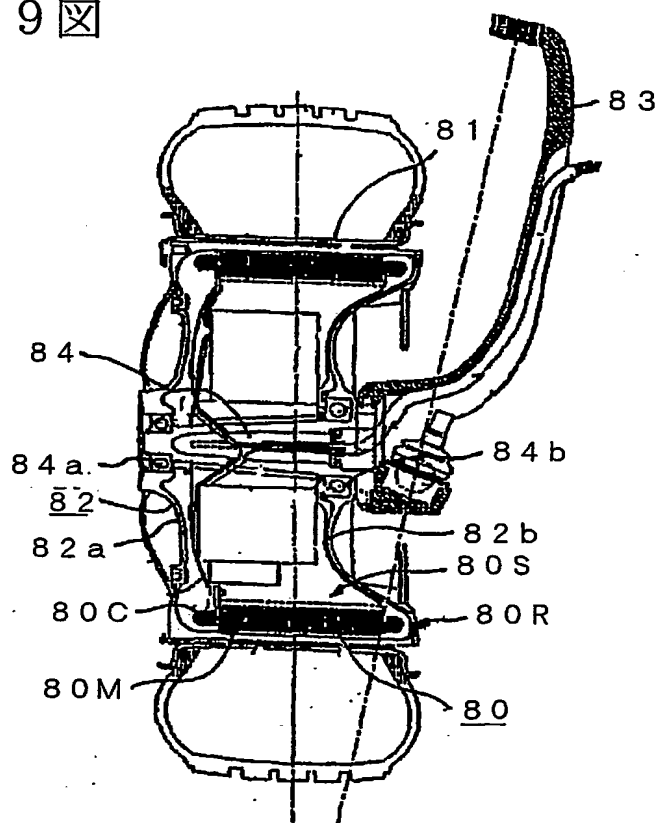


第 7 7 図

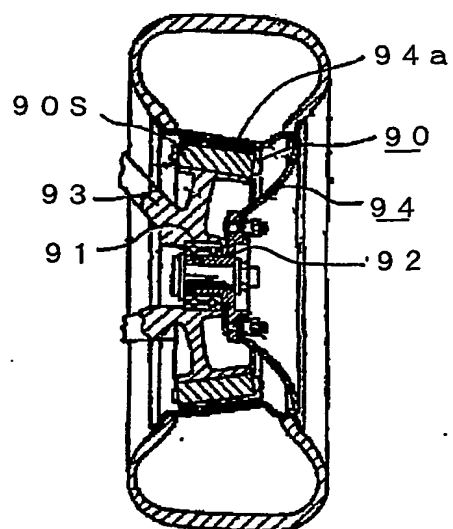


65/65

第79図



第80図



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP02/03730

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 10-305735 A (Toyota Motor Corp.), 17 November, 1998 (17.11.98), (Family: none)	1-57
A	US 5894902 A1 (Chahee P. Cho), 20 April, 1999 (20.04.99), (Family: none)	1-57
A	JP 7-81430 A (Director General of Agency of National Institute of Environmental Studier), 28 March, 1995 (28.03.95), (Family: none)	46-53

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1998)

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
	NO 954981 & NZ 258088 A	
A.	JP 10-305735 A (トヨタ自動車株式会社) 1998. 11. 17 (ファミリーなし)	1-57
A	US 5894902 A1 (Chahee P. Cho) 1999. 04. 20, (ファミリーなし)	1-57
A	JP 7-81430 A (国立環境研究所長) 1995. 03. 28 (ファミリーなし)	46-53

様式PCT/ISA/210 (第2ページの続き) (1998年7月)